

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
 федеральное государственное автономное  
 образовательное учреждение высшего образования  
 «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Школа Инженерная школа новых производственных технологий

Направление подготовки 15.04.01 «Машиностроение»

Отделение школы (НОЦ) Отделение материаловедения

## МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
Исследование силовых параметров циклоидально-цевочной передачи с учетом зазора в зацеплении

УДК 621.833.4.053.7

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ91	Цзяо Ян		

Научный руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Алфёрова Е.А.	к.ф.-м.н.		

Консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Шибинский.К.Г			

### КОНСУЛЬТАНТЫ ПО РАЗДЕЛАМ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Кашук И.В.	к.т.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Скачкова Лариса Александровна			

Консультант – лингвист ОИЯ ШБИП по разделу «Раздел ВКР на иностранном языке »

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Айкина Татьяна Юрьевна	к.ф.н.		

### ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Мартюшев Н.В.	к.т.н.		

Томск – 2021 г

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
 федеральное государственное автономное  
 образовательное учреждение высшего образования  
 «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Инженерная Школа новых производственных технологий  
 Направление подготовки 15.04.01 «Машиностроение»  
 Отделение материаловедения школы (НОЦ)

УТВЕРЖДАЮ:

Руководитель ООП 15.04.01

\_\_\_\_\_ Мартюшев Н.В.

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2021

### ЗАДАНИЕ

#### на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

магистерской диссертации
--------------------------

(бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
4АМ91	Цяо Ян

Тема работы:

Исследование силовых параметров циклоидально-цевочной передачи с учетом зазора в зацеплении	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	от 12.04.2021 № 102-33/с

Срок сдачи студентом выполненной работы:	05.06.2021
--	------------

#### ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе	Исследовать силовые характеристики зацепления, которое использует циклоидальные передачи
Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов	1. Обзор литературы по существующим методам определения силовых характеристик зацепления 2. Проектирование метода по определению

	силовых характеристик на базе методик для аналогичных механизмов 3. Выполнить расчет по спроектированной методике 4. Выполнить компьютерное моделирование механизма 5. Проанализировать имеющиеся данные
<b>Перечень графического материала</b>	1. Конструкторская документация механизма 2. Выходные эпюры моделирования
<b>Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы</b>	
<b>Раздел</b>	<b>Консультант</b>
Финансовый менеджмент	Кашук Ирина Вадимовна
Социальная ответственность	Скачкова Лариса Александровна
Разделы, выполненные на иностранном языке	Айкина Татьяна Юрьевна
<b>Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:</b>	
Cycloidal gear taking into account the clearance in the engagement	

<b>Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику</b>	09.09.2019
---	------------

**Задание выдал руководитель:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Алфёрова Е.А.	к.ф.-м.н.		09.09.2019

**Консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ст. преподаватель	Шибинский К.Г.			05.06.2021

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ91	Цяо Ян		09.09.2019

## Результаты обучения

Направление 15.04.01 Машиностроение

ООП: Автоматизация технологических процессов и производств в машиностроении

Код компетенции СУОС	Наименование компетенции СУОС
<b>Универсальные компетенции</b>	
УК(У)-1	Способность осуществлять критический анализ проблемных ситуаций на основе системного подхода, вырабатывать стратегию действий
УК(У)-2	Способность управлять проектом на всех этапах его жизненного цикла, получать и обрабатывать информацию из различных источников с использованием современных информационных технологий, применять прикладные программные средства при решении практических вопросов с использованием персональных компьютеров с применением программных средств общего и специального назначения в том числе в режиме удаленного доступа
УК(У)-3	Способность организовать и руководить работой команды, вырабатывая командную стратегию для достижения поставленной цели
УК(У)-4	Способность применять современные коммуникативные технологии, в том числе на иностранном (-ых) языке (-ах), для академического и профессионального взаимодействия (-ий), анализировать и учитывать разнообразие культур в процессе межкультурного взаимодействия
УК(У)-5	Способность на научной основе организовывать свой труд, самостоятельно оценивать результаты своей деятельности, владеть навыками самостоятельной работы в сфере проведения научных исследований, создавать и редактировать тексты профессионального назначения
УК(У)-6	Способность определить и реализовать приоритеты собственной деятельности и способы ее совершенствования на основе самооценки, а также использовать приемы первой помощи, методы защиты в условиях чрезвычайных ситуаций
<b>Общепрофессиональные компетенции</b>	
ОПК(У)-1	Способность формулировать цели и задачи исследования, выявлять приоритеты решения задач, выбирать и создавать критерии оценки
ОПК(У)-2	Способность применять современные методы исследования, оценивать и представлять результаты выполненной работы
ОПК(У)-3	Способность использовать иностранный язык в профессиональной сфере
ОПК(У)-4	Способность осуществлять экспертизу технической документации
ОПК(У)-5	Способность организовывать работу коллективов исполнителей, принимать исполнительские решения в условиях спектра мнений, определять порядок выполнения работ, организовывать в подразделении работы по совершенствованию, модернизации, унификации выпускаемых

	изделий, и их элементов, по разработке проектов стандартов и сертификатов, обеспечивать адаптацию современных версий систем управления качеством к конкретным условиям производства на основе международных стандартов
ОПК(У)-6	Способность к работе в многонациональных коллективах, в том числе при работе над междисциплинарными и инновационными
ОПК(У)-7	Способность обеспечивать защиту и оценку стоимости объектов интеллектуальной деятельности
ОПК(У)-8	Способность проводить маркетинговые исследования и подготавливать бизнес-планы выпуска и реализации перспективных и конкурентоспособных изделий в области машиностроения
ОПК(У)-9	Способность обеспечивать управление программами освоения новой продукции и технологий, проводить оценку производственных и непроизводственных затрат на обеспечение требуемого качества продукции, анализировать результаты деятельности производственных подразделений
ОПК(У)-10	Способность организовывать работу по повышению научно-технических знаний работников
ОПК(У)-11	Способность подготавливать отзывы и заключения на проекты стандартов, рационализаторские предложения и изобретения в области машиностроения
ОПК(У)-12	Способность подготавливать научно-технические отчеты, обзоры, публикации по результатам выполненных исследований в области машиностроения
ОПК(У)-13	Способность разрабатывать методические и нормативные документы, предложения и проводить мероприятия по реализации разработанных проектов и программ в области машиностроения
ОПК(У)-14	Способность выбирать аналитические и численные методы при разработке математических моделей машин, приводов, оборудования, систем, технологических процессов в машиностроении
<b>Профессиональные компетенции</b>	
ПК(У)-1	Способность разрабатывать технические задания на проектирование и изготовление машин, приводов, оборудования, систем и нестандартного оборудования и средств технологического оснащения, выбирать оборудование и технологическую оснастку
ПК(У)-2	Способность разрабатывать нормы выработки и технологические нормативы на расход материалов, заготовок, топлива и электроэнергии в машиностроении
ПК(У)-3	Способность оценивать технико-экономическую эффективность проектирования, исследования, изготовления машин, приводов, оборудования, систем, технологических процессов, принимать участие в создании системы менеджмента качества на предприятии

ПК(У)-4	Способность подготавливать заявки на изобретения и промышленные образцы, организовывать работы по осуществлению авторского надзора при изготовлении, монтаже, наладке, испытаниях и с даче в эксплуатацию выпускаемых изделий и объектов машиностроения
ПК(У)-5	Способность разрабатывать планы и программы организации инновационной деятельности на предприятии, оценивать инновационные и технологические риски при внедрении новых технологий, организовывать повышение квалификации и тренинг сотрудников подразделений в области инновационной деятельности и координировать работу персонала при комплексном решении инновационных проблем в машиностроении
ПК(У)-6	Способность разрабатывать мероприятия по комплексному использованию сырья, по замене дефицитных материалов и изысканию способов утилизации отходов машиностроительного производства
ПК(У)-7	Способность организовать развитие творческой инициативы, рационализации, изобретательства, внедрение достижений отечественной и зарубежной науки, техники, использование передового опыта, обеспечивающих эффективную работу подразделения, предприятия
ПК(У)-8	Способность организовать и проводить научные исследования, связанные с разработкой проектов и программ, проводить работы по стандартизации технических средств, систем, процессов оборудования и материалов
ПК(У)-9	Способность разрабатывать физические и математические модели исследуемых машин, приводов, систем, процессов, явлений и объектов, относящихся к профессиональной сфере, разрабатывать методики и организовывать проведение экспериментов с анализом их результатов
ПК(У)-10	Способность и готовность использовать современные психолого-педагогические теории и методы в профессиональной деятельности
ПК(У)-11	Способность подготавливать технические задания на разработку проектных решений, разрабатывать эскизные, технические и рабочие проекты технических разработок с использованием средств автоматизации проектирования и передового опыта разработки конкурентоспособных изделий, участвовать в рассмотрении различной технической документации, подготавливать необходимые обзоры, отзывы, заключения в области профессиональной деятельности
ПК(У)-12	Способность составлять описания принципов действия и устройства проектируемых изделий и объектов с обоснованием принятых технических решений в области профессиональной деятельности
ПК(У)-13	Способность применять новые современные методы разработки технологических процессов изготовления изделий и объектов в сфере профессиональной деятельности с определением рациональных технологических режимов работы специального оборудования в машиностроении

## РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа состоит 98 страниц, 33 рисунка, 20 таблиц, 2 приложения, 20 источника литературы.

Ключевые слова: циклоидальная передача, циклоидная шестерня, силовые характеристики, начальный зазор, деформация.

Объектом исследования является изменение сил в зацеплении циклоидальной передачи и свободной обоймой.

Целью данной диссертационной работы является исследования силовых характеристик в зависимости изменения исходных параметров.

В результате магистерской диссертации был выполнен анализ существующих методик определения силовых характеристик циклоидальной передачи. Одна из них была применена для определения усилий в зацеплении циклоидальной передачи и свободной обоймой. Так же определены изменения усилий и напряжений вдоль циклоидального профиля.

Определены изменения усилий и напряжений в зависимости от изменения исходных параметров циклоидальной передачи и свободной обоймой.

В качестве метода расчета сил, был выбран метод расчета сил от полуширины контакта.

В будущем планируется исследование изменение сил в зацеплении от изменения эксцентриситета.

## Оглавление

<b>Введение.....</b>	<b>9</b>
<b>1 Литературный обзор.....</b>	<b>11</b>
1.1 Цилиндрическая передача.....	11
1.2 Коническая передача.....	12
1.3 Червячная передача.....	14
1.4 Новое поколение передач. Отличие от зубчатых аналогов.....	15
<b>2 Исследовательская часть.....</b>	<b>18</b>
2.1 методики геометрического и силового расчетов циклоидальных редукторов.....	18
2.1.1 методики геометрического и силового расчетов.....	18
2.1.2 Теория силового анализа зацепления с зазором.....	20
2.1.3 расчет силы зацепления циклоидальной шестерни циклоидального винтового редуктора типа BW180 с зазором .....	28
2.2 Анализ методом конечных элементов планетарного редуктора с круговой вертушкой.....	33
2.2.1 Создание сетки.....	33
2.2.2 Применение граничных условий.....	34
2.2.3 Решение и постобработка.....	36
2.2.4 Анализ результатов.....	39
2.2.5 Заключение.....	42
2.3 Практическое применение расчетных методов.....	44
Основное содержание темы.....	46
2.3.1 Создание сетки.....	47
2.3.2 Нахождение поверхностей и типов контакта основных деталей редуктора.....	48
2.3.3 Решение и постобработка.....	49
2.3.4 Анализ результатов.....	51
Заключение.....	52
<b>3 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.....</b>	<b>53</b>
<b>4 Социальная ответственность.....</b>	<b>89</b>
<b>Список литературы.....</b>	<b>115</b>
<b>5 Раздел ВКР на иностранном языке.....</b>	<b>118</b>



## Введение

Циклоидально-цевочная планетарная передача относится к однозубым разновидностям планетарным зубчатым передач. Основное отличие этой передачи от эвольвентной состоит в том, что профиль зубьев шестерни не эвольвентный, а циклоидный. Циклоидный профиль зуба передачи имеет следующие преимущества:

1. Отсутствует проблема интерференции и перекрытия профилей зубьев;
2. Одновременно в зацеплении находится около половины зубьев (практическое значение из-за геометрических параметров немного меньше), поэтому степень перекрытия велика, а допустимая нагрузка высока (есть возможность работы в кратковременных перегрузках);
3. Её угол зацепления составляет около  $40^\circ$ , что больше, чем угол зацепления эвольвентной однозубой планетарной передачи ( $20^\circ$ ). Это снижает нагрузку на вал, повышает плавность работы трансмиссии и увеличивает срок службы подшипников.

По сравнению с обычными эвольвентными зубчатыми передачами и червячными передачами при одинаковых условиях передачи мощности, скорости и передаточного числа этот тип трансмиссии имеет значительные преимущества с точки зрения внешних размеров, грузоподъемности, срока службы и эффективности.

Циклоидально-цевочный редуктор является одним из самых сложных и труднорассчитываемых механизмов с точки зрения геометрии, силового

расчета и динамического анализа.

Таким образом, анализ редуктор с передачи ПТК является актуальным.

**Целью** работы является исследования силовых параметров циклоидально-цевочной передачи с учетом зазора в зацеплении.

**Объектом** исследования является редукторсЦиклоидально-цевочной планетарной передачей.

Для реализации поставленной цели необходимо решить следующие **задачи:**

1. Расчет силы. Сила зацепления циклоидальной шестерни и цевки рассчитывается с помощью теории анализа зацепляющей силы с зазором.

2. Конечно-элементный анализ циклоиды. Программное обеспечение для анализа методом конечных элементов ANSYS 10.0 использовалось для создания конечно-элементной модели циклоиды и выполнения анализа методом конечных элементов.

3. Анализ результатов. Проанализированы данные полученных результатов, рассчитанные программой ANSYS, и сделаны выводы.

# 1 Литературный обзор

## 1.1 Цилиндрическая передача.

Принцип действия зубчатой передачи основан на зацеплении пары зубчатых колес. Цилиндрические передачи образуются при помощи цилиндрических зубчатых колес с прямыми, косыми или шевронными зубьями между параллельными валами.

Цилиндрическая передача  
(1-шестерня, 2, 5-шпонки, 3, 6- валы, 4-колесо)

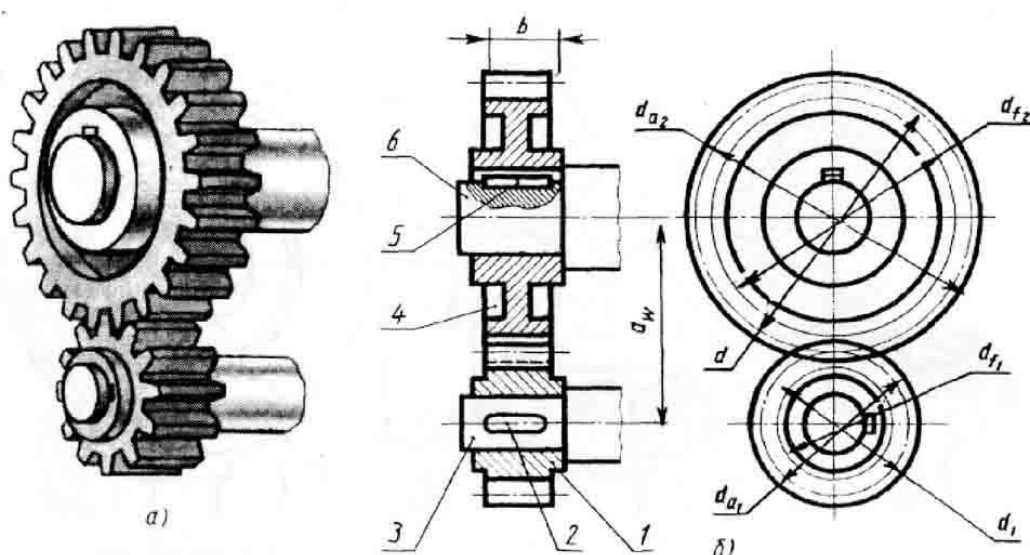


Рисунок 1.2 - Цилиндрическая передача.

Преимущества:

1. Они способны передавать большую мощность почти без потерь.
2. Относительно невысокий люфт выходного вала позволяет использовать их в приводах позиционирующих устройств. Кинематическая точность редукторов цилиндрического типа значительно выше, чем у червячного типа.

3. Вследствие высокого КПД, цилиндрический редуктор обладает невысоким нагревом корпуса. Практически вся энергия передается от источника потребителю, и не рассеивается.

4. При любом передаточном отношении они обладают высокой обратимостью (отсутствие самоторможения). У любого механизма цилиндрического типа выходной вал можно провернуть.

5. Цилиндрические редукторы демонстрируют уверенную работу даже при неравномерных нагрузках, а так же в условиях частых пусков – остановов.

6. Обладают высокой надёжностью.

## **1.2 Коническая передача.**

Коническая зубчатая передача — зубчатая передача, состоящая из двух зубчатых колёс, оси которых пересекаются. В первую очередь применяется для передачи мощности вращением под углом, при условии взаимной угловой неподвижности обеих осей в пространстве. Также может выполнять функцию механического редуктора.

## Коническая передача

(1-шестерня, 2, 5-шпонки, 3, 6- валы, 4-колесо)

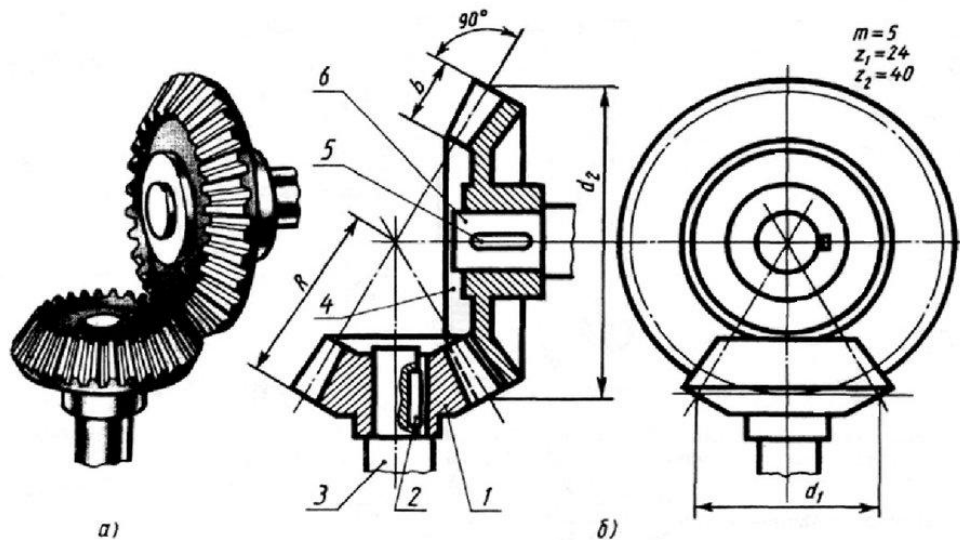


Рис.3

Рисунок 1.3 - Коническая зубчатая передача

Преимущества:

1. Обеспечение возможности передачи и преобразования вращательного движения между звеньями с пересекающимися осями вращения;
2. Возможность передачи движения между звеньями с переменным межосевым углом при широком диапазоне его изменения;
3. Расширение компоновочных возможностей при разработке сложных зубчатых и комбинированных механизмов.

Недостатки:

1. Более сложная технология изготовления и сборки конических зубчатых колес;
2. Большие осевые и изгибные нагрузки на валы, особенно в связи с консольным расположением зубчатых колес.

### 1.3 Червячная передача

Червяк представляет собой винт со специальной резьбой, в случае эвольвентного профиля колеса форма профиля резьбы близка к трапецеидальной. На практике применяются однозаходные, двухзаходные и четырёхзаходные червяки.

Входной и выходной валы передачи скрещиваются, обычно (но не всегда) под прямым углом.

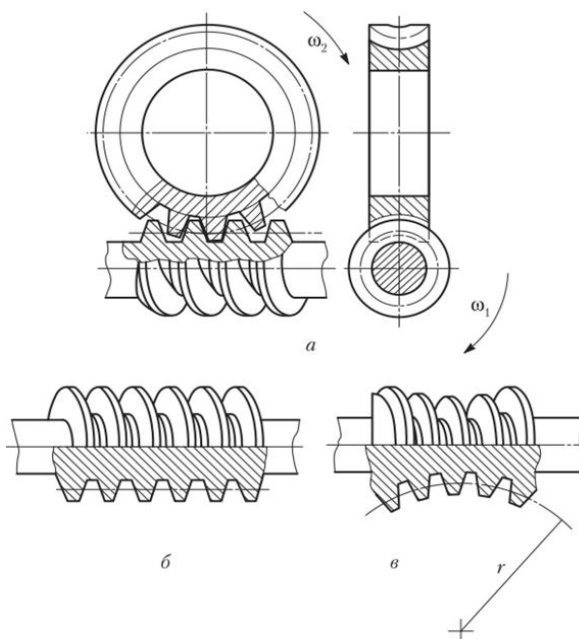


Рисунок 1.4 - Червячная передача

Достоинства:

- 1.Плавность работы;
- 2.Малошумность;
- 3.Большое передаточное отношение одной пары, — червячные редукторы с большим передаточным числом значительно компактнее и легче, чем эквивалентные шестеренчатые, и менее материалоемки;

4.Самоторможение — при некоторых передаточных отношениях;

5.Повышенная кинематическая точность.

Недостатки:

1.Повышенные требования к точности сборки, необходимость точной регулировки;

2.При некоторых передаточных соотношениях передача вращения возможна только в одном направлении — от винта к колесу. (для некоторых механизмов может считаться достоинством).

3.Существенное взаимное проскальзывание рабочих поверхностей, отсюда:

4.Высокие требования к геометрической точности и прочности поверхностей трения;

5.Сравнительно низкий КПД

6.Большие потери на трение с тепловыделением, необходимость специальных мер по интенсификации теплоотвода;

7.Повышенный износ и склонность к заеданию.

8.Необходимость компенсации осевых усилий, возникающих в опорах червячного вала.

#### **1.4 Новое поколение передач. Отличие от зубчатых аналогов.**

На сегодняшний день для передачи крутящего момента существуют различные механизмы, одними из которых являются зубчатые передачи. В свою очередь и зубчатые передачи различаются между собой по принципу работы, по форме зуба, по типу зуба и т.п. В рамках работы исследуется аналог планетарного механизма по типу волнового редуктора, отличительной

особенностью которого является циклоидальная передача.

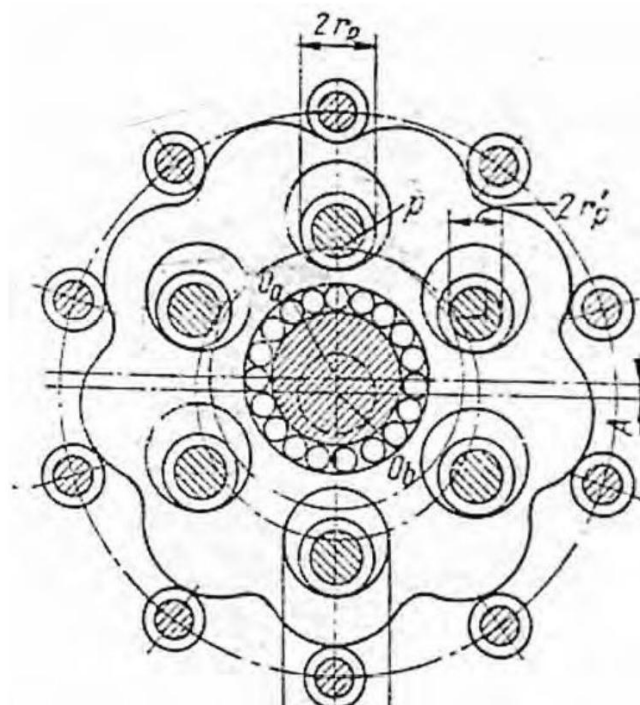


Рисунок 1.5 - Циклоидально-цевочная передача

Рассмотрим базовую конструкцию планетарного редуктора с циклоидально-цевочным зацеплением, изображенного на рис. 1.3:

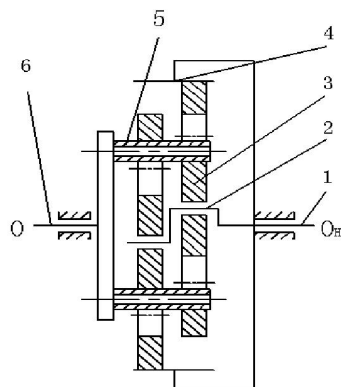


Рисунок 1.6 - Базовая структурная схема циклоидально-цевочного редуктора.

1 – Входной вал; 2 – эксцентриковая втулка; 3 – циклоидная шестерня; 4 – цевочное колесо; 5 – штифт; 6 – выходной вал.

Достоинства циклоидного редуктора:

1. Высокое передаточное число и высокая эффективность;
2. Компактная конструкция, небольшие размеры, легкий вес;



3.Плавная работа, низкий уровень шума, большая грузоподъемность;

4.Надежное использование и долгий срок службы.

Недостатки:

1.Циклоидный шестеренчатый редуктор имеет сложную технологию обработки и высокие требования к точности изготовления;

2.Вход и выход меняются местами, что увеличивает относительное количество оборотов и вращательную нагрузку на внутреннее и внешнее кольца шпоночного подшипника и сокращает срок службы подшипника..

3.Прочность на изгиб штифта механизма W недостаточна, и штифт сломан.

Штифт механизма W может быть слабым звеном, особенно в случае большой нагрузки и прерывистой работы, а диаметр штифта ограничен размером циклоидной структуры и не должен увеличиваться произвольно. на несущую способность редуктора влияет механизм W.

## 2 Исследовательская часть

### 2.1 методики геометрического и силового расчетов циклоидальных редукторов

#### 2.1.1 МЕТОДИКИ ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО И СИЛОВОГО РАСЧЕТОВ.

Циклоидальная шестерня входит в зацепление с цевочным колесом, а профиль зуба циклоидальной шестерни, сопряженный с цевками и не имеющим люфта в зацеплении, называется стандартным профилем циклоидального зуба. Выберем геометрический центр циклоиды в качестве начала координат и используем ось, которая проходит через начало координат и совпадает с осью симметрии между зубьями циклоиды в качестве оси X, как показано на рис. 1.4.:

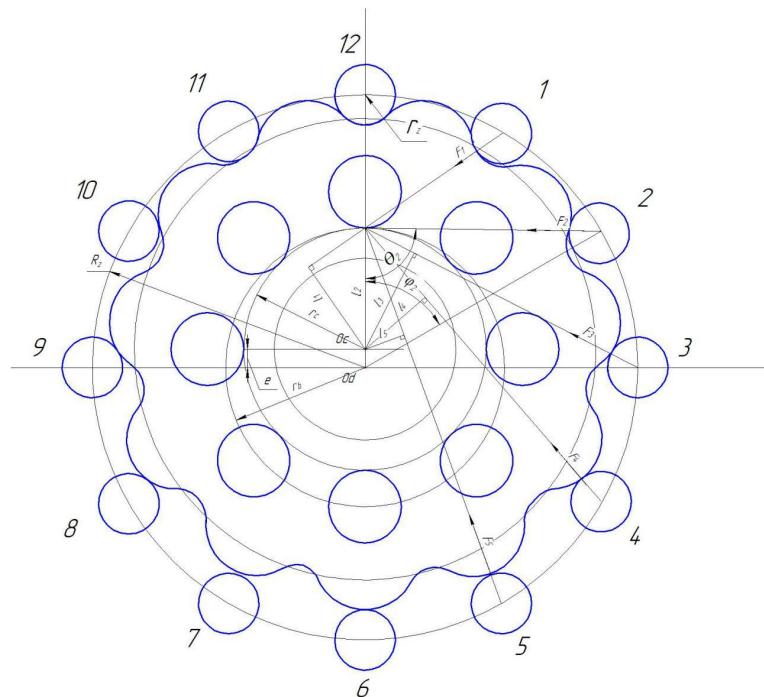


Рисунок 2.1 - Стандартный профиль зуба циклоиды

Стандартное уравнение профиля зуба циклоиды приведено в формуле:

$$\begin{cases} x = (R_z - r_z S^{-\frac{1}{2}}) \cos(1 - i^H) \varphi - (e - K_1 r_z S^{-\frac{1}{2}}) \cos i^H \varphi \\ y = (R_z - r_z S^{-\frac{1}{2}}) \sin(1 - i^H) \varphi + (e - K_1 r_z S^{-\frac{1}{2}}) \sin i^H \varphi \end{cases} \quad (1)$$

где:  $K_1$  – кратковременный коэффициент амплитуды,  $K_1 = e z_p / r_p$ ;

$Z_p$  – количество цевок;

$Z_c$  – количество зубьев циклоидальной шестерни,  $Z_c = Z_p - 1$ ;

$$S = S(K_1, \varphi) = 1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi, \quad (2)$$

$R_z$  – радиус окружности цевок;

$e$ : эксцентриситет,

$r_z$ : радиус цевки,

$i^H$  :Относительное передаточное отношение циклоидного колеса и цапфы  $i^H = z_p / z_c$

$\phi$ : угол поворота поворотного рычага относительно центрального радиуса определенного зубца штифта, т.е. фазовый угол.

Передаточное отношение планетарного редуктора колеса с циклоидальным пальцем такое же, как и у планетарной передачи с небольшой разницей зубьев. Формула расчета получается на основании "метода остановки водила (метод Виллиса)", то есть планетарная передача может быть преобразована в механизм с фиксированными осями. Передаточное отношение данного механизма трансмиссии - это планетарный механизм трансмиссии типа ZXY с разницей числа зубьев 1, передаточное отношение которого рассчитывается по формуле:

$$i_{gb}^H = \frac{\omega_g^H}{\omega_b^H} = \frac{\omega_g - \omega_H}{\omega_b - \omega_H} = \frac{Z_b}{Z_g} \quad (3)$$

Когда центральное колесо  $b$  зафиксировано, то есть  $\omega_b = 0$ , тогда водило  $H$  вращается и циклоидная планетарная шестерня  $g$  приводится в

действие, передаточное отношение можно рассчитать по формуле:

$$i_{Hg}^b = \frac{\omega_H}{\omega_g} = \frac{Z_g}{Z_b - Z_g} \quad (4)$$

В этой циклоидной планетарной передаче разница между количеством зубьев колеса и количеством цевок равна 1, поэтому пример трансмиссии можно получить, преобразуя формулу (4):

$$i_{Hg}^b = \frac{\omega_H}{\omega_g} = -Z_g \quad (5)$$

Знак минус, в формуле 5, указывает на то, что выходной вал вращается в противоположную сторону, относительно входного вала.

### **2.1.2. Теория силового анализа циклоидального зацепления с зазором**

Стандартное циклоидальное колесо и циклоидальное колесо, которое претерпевает только угловую модификацию, и стандартное цевочное колесо теоретически могут обеспечить одновременное зацепление примерно с половиной числа зубцов циклоидального колеса. На практике зубья, соприкасающиеся с граничными цевками (в  $0^\circ$  и в  $180^\circ$  зацепления) находятся в покое. Это приводит к тому, что необходимо приложить дополнительные усилия, чтобы сдвинуть с места колесо в этих местах. При этом КПД передачи становится меньше теоретического. Для того чтобы повысить КПД необходимо искусственно создавать зазор в этих положениях. Если не учитывать компенсирующий эффект упругой деформации деталей, условие многозубого зацепления при этом перестанет существовать, и оно станет, когда некий циклоидный зуб и цевка. Когда зубья соприкасаются, между оставшимися зубьями циклоидальной шестерни и зубьями цапфы

появляются зазоры разного размера.

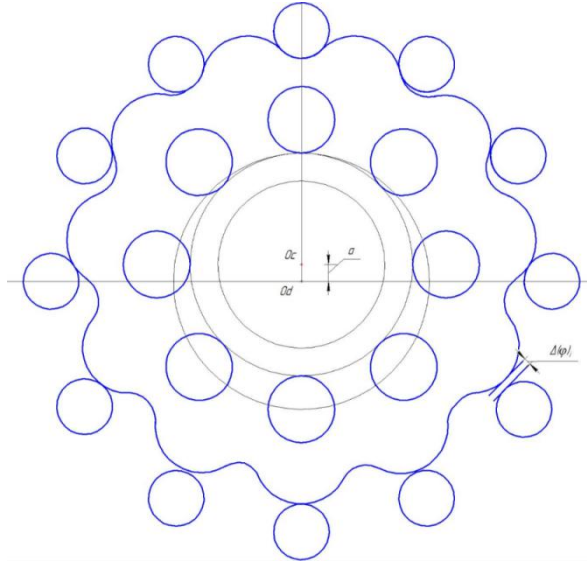


Рисунок 2.2 - Схема появления зазора в зацеплении.

$i$ -я пара зубьев шестерни вдоль нормального направления точки контакта, которая должна быть в зацеплении (точка зацепления относится к точке, где форма зуба должна быть зацеплена до того, как форма зуба будет изменена, но начальный зазор не задействован из-за изменения формы зуба)

Начальный зазор  $\Delta(\varphi)$   $i$  можно рассчитать по формуле:

$$\Delta(\varphi)_i = \frac{\Delta r_p (1 - K_1 \cos \varphi_i - \sqrt{1 - K_1^2} \sin \varphi_i)}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_i}} + \Delta r_{rp} \left(1 - \frac{\sin \varphi_i}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_i}}\right) \quad (6)$$

где:  $\varphi_i$ : угол поворота  $i$ -го зуба относительно генератора (показано на рис.2.2. );

$K_1$ : кратковременный коэффициент амплитуды,  $K_1 = a_{z_p} / r_p$ ;

Пусть  $\Delta(\varphi)_i = 0$ , считаем, что  $\Delta r_p > 0, \Delta r_{rp} > 0$  получаем по формуле (6) :

$$1 - K_1 \cos \varphi_i - \sqrt{1 - K_1^2} \sin \varphi_i = 0 \quad (7)$$

$$\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_i} - \sin \varphi_i = 0 \quad (8)$$

Из уравнений (7) и (8) можно определим  $\cos \varphi_i = K_1$ ,

$$\varphi_i = \varphi_0 = \arccos K_1$$

Это решение представляет собой угол, при котором начальный зазор равен 0. Когда нет нагрузки, только пара зубцов на  $\varphi_0 = \arccos K_1$  входит в зацепление.

### **Определение количества зубьев, находящихся в зацеплении одновременно.**

Предположим, что момент, приложенный к циклоиде, равен  $T_c$  при передаче нагрузки. Под действием  $T_c$  из-за контактной деформации циклоидального колеса и цевки цевочного, произойдет поворот циклоидальной шестерни на угол  $\beta$ . Влияние деформации вращения  $f_t$  невелико, и его можно игнорировать, тогда общая деформация  $W + f$  в направлении общей нормали каждой точки зацепления циклоиды или смещение в нормальном направлении точки, которую необходимо объединить, представляет собой уравнение (9):

$$\delta_i = l_i \beta \quad (i = 1, 2, \dots, z_p / 2) \quad (9)$$

где:  $\beta$  угол поворота циклоиды из-за деформации частей передачи;

$l_i$ , - Расстояние от общей нормальной линии точки зацепления зубьев  $i$ -ой цевки или нормальной линии точки зацепления до центра циклоиды  $O_c$ , которое можно рассчитать по формуле (10):

$$l_i = r'_c \sin \theta_i = r'_c \frac{\sin \theta_i}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_i}} \quad (10)$$

где:  $r'_c$  - радиус циклоидного колеса мм;

$\theta_i$ ; - угол между общей нормалью точки зацепления зубьев  $i$ -ой цевки или нормалью точки зацепления и плеча  $O$  ( $^\circ$ );

Предположим, что деформация контакта между парой зубьев циклоидной шестерни и цевочного колеса (то есть парой зубьев, ближайшей к  $\varphi_0 = \arccos K_1$ )

Сумма  $W_{\max}$  и деформации изгиба  $f_{\max}$  пальца с зубьями штифта равна  $\delta_{\max}$ , а расстояние от общей нормальной линии точки взаимного расположения до центра  $O_c$  циклоиды равно  $l_{\max}$ ,

Тогда угол поворота циклоиды  $\beta$  вычисляется по формуле (11):

$$\beta = \frac{\delta_{\max}}{l_{\max}} = \frac{\delta_{\max}}{r'_c} \quad (11)$$

$$l_{\max} = r'_c \sin \theta_{\max} = r'_c \frac{\sin \varphi_0}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_0}} \quad (12)$$

где:  $r_c$  - Шаговый радиус циклоиды,  $r_c = a \cdot Z_c$ ;

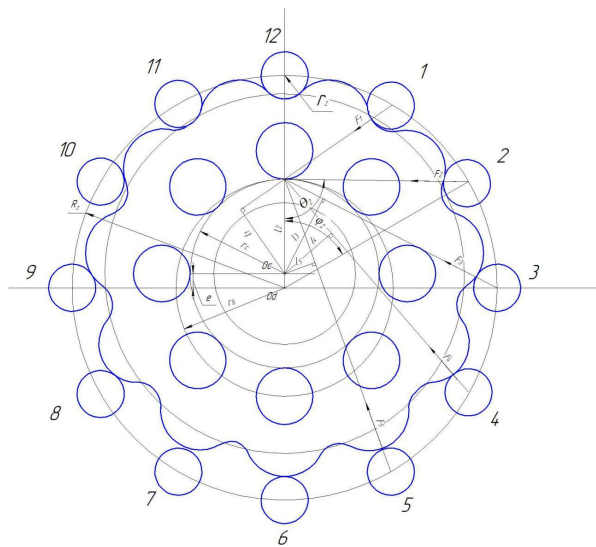


Рисунок 2.3 - Силовой анализ стандартной зубчатой циклоиды

Когда пара колес с наибольшей силой находится точно в точке  $\varphi_0 = \arccos K_1$ ,  $l_{\max} = r'_c$ ; если она очень близка к  $\varphi_0 = \arccos K_1$ , тогда  $l_{\max} \approx r'_c$

Одновременная формула (8) -формула (11) и учитывая  $\varphi_0 = \arccos K$ ,

можно получить полную деформацию  $\delta_i$  в направлении общей нормали каждой точки зацепления циклоиды, как в формуле (13):

$$\delta_i = l_i \beta = l_i \frac{\delta_{\max}}{l_{\max}} = \frac{l_i}{r_c} \delta_{\max} = \frac{\sin \varphi_i}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_i}} \delta_{\max} \quad (\text{mm}) \quad (13)$$

При передаче определенного крутящего момента все зубья, у которых  $\delta_i$  больше начального зазора  $\Delta(\varphi)_i$  в данной позиции, будут зацепляться, иначе они не войдут в зацепление.

### **Метод анализа сил при зацеплении модифицированного зубчатого циклоидального колеса с осевым колесом.**

1. Определим количество зубьев  $z_i$  циклоидальной шестерни и цевочного колеса, находящихся в зацеплении одновременно, в соответствии с передаваемым крутящим моментом, линейной структурой деформации профиля зуба шестерни и цевки с учетом модификации профиля зуба.

2. Найдем силу  $F_{\max}$  для зуба с наибольшей силой. Когда модифицированная зубчатая циклоида зацепляется с цевкой, есть две характеристики: во-первых, количество зубьев циклоиды, зацепляющей и передающей силы одновременно, примерно равно половине количества зубцов, но часто это значение меньше на 3-7. С другой стороны, из-за смещения или эквидистантной модификации циклоиды при (или ближайшем)  $\varphi_0 = \arccos K_1$  зубья находятся в контакте без нагрузки, а остальные зубья расположены в направлении нормали к точке, в которой необходимо создать зацепление. Имеется начальный зазор  $\Delta(\varphi)_i$ , а размер отличается, особенно при большом количестве модификации. В настоящее время больше



невозможно предположить, что силы на зубьях следуют за  $F_i$  и  $\delta_i = l_i \beta$ , которые линейно пропорциональны. Мы можем только предположить, что  $F_i$  и  $\delta_i - \Delta(\varphi)_i$  внешне линейно пропорциональны. Из-за этого предположения, научное рассмотрение начального зазора  $\Delta(\varphi)$ , который может играть важную роль, и на упругую деформацию напряженных частей влияет, поэтому он достаточно точен для расчета сил в зацеплении.

Согласно этому предположению, сила  $F_i$  на  $i$ -м зубе среди зубцов  $z_r$ , которые одновременно входят в зацепление и передающая сила, может быть выражена уравнением (14)

$$F_i = \frac{\delta_i - \Delta(\varphi)_i}{\delta_{\max}} F_{\max} \quad (14)$$

В формуле  $F_{\max}$  находится на (или близко к))  $\varphi_0 = \varphi_0 = \arccos K_1$  (то есть близко к зубцу штифта  $l_i = l_{\max} = r_c$ ). Зуб сначала контактирует с силой. Очевидно, пары зубьев, которые одновременно получают силу. Среди них эта пара зубов получает наибольшую силу. Следовательно,  $F_{\max}$  представляет собой силу пары зубцов.

Предполагая, что крутящий момент  $T_c$  на циклоидном колесе передается зубьями  $z_r$  от  $i=m$  до  $i=n$ , формула (15) может быть получена из условия баланса моментов:

$$T_c = \sum_{i=m}^n F_i l_i \quad (15)$$

Подставляя формулу (14) в формулу (15) с учетом  $\delta_{\max} = r_c \beta$ ,  $\delta_i = l_i \beta$ , можно получить формулу (16):

$$T_c = F_{\max} \sum_{i=m}^n \left( \frac{l_i}{r_c} - \frac{\Delta(\varphi)_i}{\delta_{\max}} \right) l_i \quad (16)$$

Из формулы (16) мы можем получить силу  $F_{\max}$ , зубцов всех зубцов одновременно с передачей силы  $M$  по формуле (17):

$$F_{\max} = \frac{T_c}{\sum_{i=m}^n \left( \frac{l_i}{r_c} - \frac{\Delta(\varphi)_i}{\delta_{\max}} \right) l_i} = \frac{0.55T}{\sum_{i=m}^n \left( \frac{l_i}{r_c} - \frac{\Delta(\varphi)_i}{\delta_{\max}} \right) l_i} \quad (17)$$

где:  $T$  – крутящий момент, действующий на выходной вал, Н\*мм;

$l_i$  – расстояние от обычной нормали точки контакта  $i$ -го зуба до центра  $O_c$  циклоиды, мм;

$r_c$  – радиус окружности цевок,  $r_c = azc$ , мм

$\Delta(\varphi)_i$  – начальный зазор на  $i$ -м зубе, мм.

$\Delta_{\max}$  –  $\arccos K_1$ , под действием  $F_{\max}$ , полная контактная деформация пары зубьев с наибольшей силой в общем нормальном направлении точки контакта и сумма изгибных деформаций палец-зубец  $f_{\max}$ , как в формуле (18):

$$\delta_{\max} = w_{\max} + f_{\max} \quad \text{мм} \quad (18)$$

В формуле (18)  $w_{\max}$  рассчитывается по формуле (19):

$$w_{\max} = \frac{2(1-\mu^2)}{E} \frac{F_{\max}}{\pi b} \left( \frac{2}{3} + \ln \frac{16r_p |\rho|}{c^2} \right) \quad \text{мм} \quad (19)$$

В формуле (19) ,  $c$  вычисляется по формуле (20):

$$c = 9.98 \times 10^{-3} \sqrt{\frac{(1-\mu^2)}{E} \cdot \frac{F_{\max}}{b} \cdot \frac{|\rho| r_p}{|\rho| + r_p}} \quad (20)$$

В формуле:  $\mu$  – коэффициент Пуассона материала циклоидальной шестерни и цевки, (материал ШХ15,  $\mu = 0,3$ );

$E$  – Модуль упругости материала циклоидальной шестерни и материала цевки, (ШХ15,  $E = 2,06 \cdot 10^5$  МПа);

$\rho$  - радиус кривизны профиля зуба циклоиды при  $\varphi = \arccos K_1$ , определяемый по формуле (21):

$$\rho = \rho_{\varphi 0} = \frac{r_p (1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_0)^{3/2}}{K_1 (z_p + 1) \cos \varphi_0 - (1 + z_p K_1^2)} + r_p \quad \text{mm} \quad (21)$$

Здесь, если  $R$  - положительный, профиль зуба вогнутый, а  $\rho$  - отрицательный, который является выпуклым.

$f_{\max}$  - деформация изгиба цевки с зубцом шестерни в точке приложения силы под действием  $F_{\max}$ . Когда цевка с зубцом шестерни имеет две точки опоры,  $f_{\max}$  выглядит следующим образом (22):

$$f_{\max} = \frac{F_{\max} L^3}{48 EJ} \cdot \frac{31}{64} \quad (22)$$

В формуле (22)  $J$  рассчитывается по формуле (23):

$$J = \frac{\pi d_{sp}^4}{64} \quad (23)$$

При вычислении  $F_{\max}$  по формуле (17) вам необходимо знать  $\delta_{\max}$ , а при использовании формулы (18) - (23), чтобы найти  $\delta_{\max}$ , вам необходимо знать  $F_{\max}$ . В реальных расчетах сначала задайте начальное значение  $F_{\max}$ ,  $F_{\max 0}$  и подставьте его в формулу (18) - (23), чтобы найти начальное значение  $\delta_{\max}$ ,  $\delta_{\max 0}$ , а затем подставьте  $\delta_{\max}$  в формулу (17), чтобы найти первый результат одной итерации -  $F_{\max 1}$ . Сравните  $F_{\max 1}$  и  $F_{\max 0}$ , если абсолютное значение

разницы между  $F_{\max 1}$  и  $F_{\max 0}$  больше  $1\% F_{\max 1}$ , подставьте  $F_{\max 1}$  в уравнения (18) - (23), чтобы найти  $\delta_{\max}$ , и подставьте задний сердечник в уравнение (17). Найдите результат второй итерации  $F_{\max 2}$ . Таким образом, повторяйте итерации до тех пор, пока  $F_{\max k}$ , полученный на  $k$ -й итерации, не будет удовлетворять  $|F_{\max k} - F_{\max k-1}| < 1\% F_{\max 1}$ , а затем  $F_{\max} = \frac{1}{2}(F_{\max k} + F_{\max k-1})$  будет точным значением  $F_{\max}$ .

### 2.1.3 Расчет силы зацепления циклоидальной шестерни циклоидального винтового редуктора типа BW180 с зазором

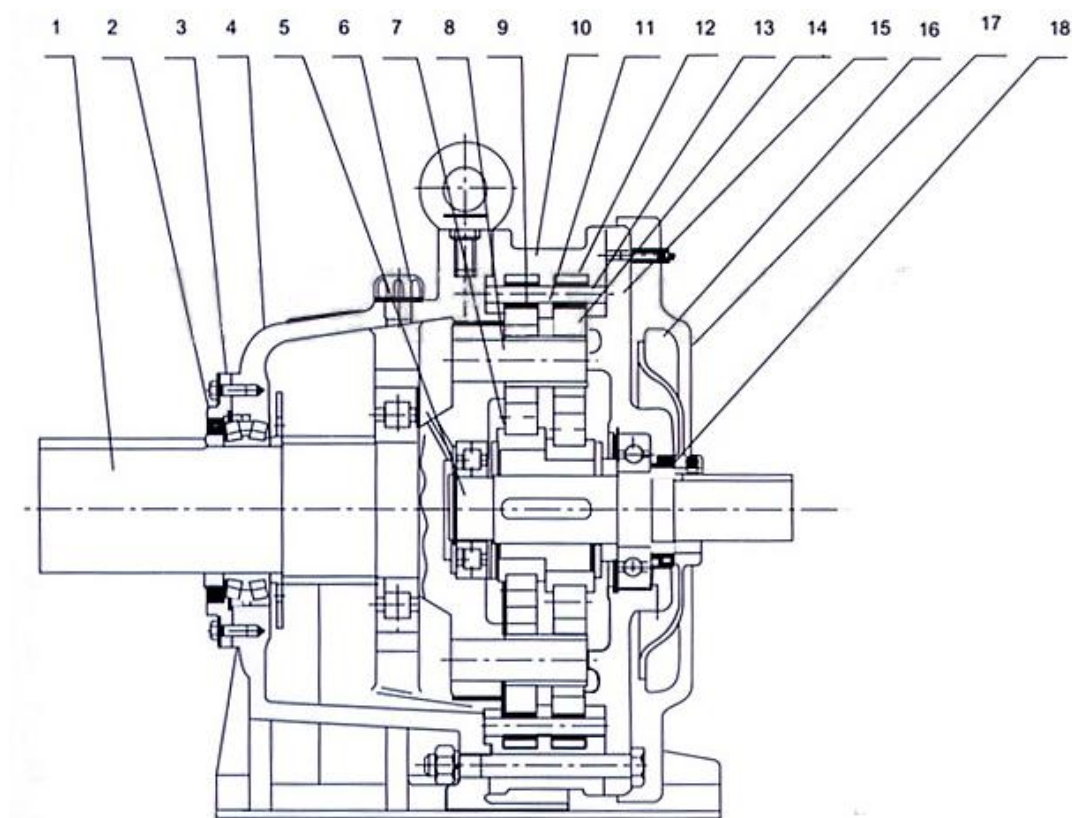


Рисунок 2.4 - сборочный чертеж редуктора BW180

1. Выходной вал 2. Крепежное кольцо 3. Железа 4. База 5. Входной вал
6. Вентиляционный клапан. 7. Эксцентриковая втулка. 8. штифт вала
9. Втулка штифта 10. Оболочка игольчатого зуба. 11. Дистанционное кольцо

12. Втулка игольчатой шестерни 13. Игольчатый зубчатый штифт  
 14. Циклоидальное колесо 15. конец крышки 16. Задняя крышка  
 17. Задняя крышка 18. Крепежное кольцо

Таблица. Параметры редуктора

масса	длина	ширина	высота	Передаточное отношение
54.9 kg	450 mm	290 mm	400 mm	1:11

Используется механизм редуцирования типа BW180, параметры которого показаны в таблице .

$d_p$	$a$	$z_p$	$d_{sp}$	$d_{rp}$	$K_1$
mm	mm	12	mm	Mm	
180	4		8	14	<b>0.5333</b>
$L$	$b$	$\Delta r_p$	$\Delta r_{rp}$	$\delta$	$T_p$
mm	mm	mm	mm	(°)	N·mm
<b>37</b>	<b>12</b>	<b>0.03113</b>	<b>0.104585</b>	<b>0.1653</b>	<b>266760</b>

$d_p$  – диаметр центрального круга зуба иглы,

$a$  – эксцентриситет,

$z_p$  – количество зубьев шестерни,

$d_{sp}$  – диаметр центроиды шестерни,

$d_{rp}$  – диаметр окружности цевок,

$K_1$  – коэффициент короткой амплитуды,

$L$  – длина цевки,

$b$  - ширина циклоидной шестерни,

$\Delta r_p$  - величина изменения циклоидального смещения колеса,

$\Delta r_{rp}$  - количество эквидистантной модификации циклоиды,

$\delta$  - величина изменения угла циклоидального вращения,

$T_p$  - допустимый крутящий момент выходного вала.

Диаграмма силы зацепления между циклоидальным колесом и штифтом модели BW180 показана на рис. 1.6.:

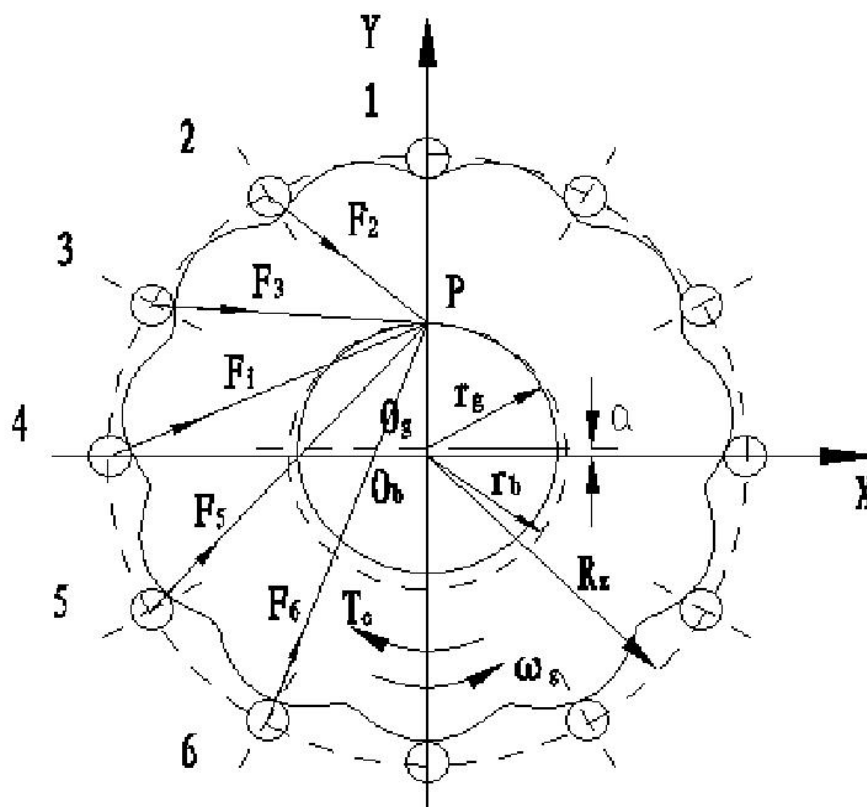


Рисунок 2.5 - Распределение усилий в зацеплении циклоидального колеса и цевки.

Рассчитаем начальный зазор сетки

Когда зубья циклоидальной шестерни имеют как модификацию равного расстояния, так и модификацию расстояния сдвига, начальный зазор каждой пары зубьев шестерни вдоль нормального направления точки, в которой должно происходить зацепление, рассчитывается в соответствии с формулой (6), а результаты приведены в Таблице 1:

Таблица 1. Начальное значение зазора зацепления

No	$\varphi$	Начальное значение зазора зацепления
1#	0	0.1357
2#	30	0.0235
3#	57°46'	0
	60	0.0001
4#	90	0.0165
5#	120	0.0497
6#	150	0.0911
	180	0.1357

Определим количество зубьев, находящихся в зацеплении одновременно с циклоидальной шестерней и цевочным колесом.

Максимальный мгновенный крутящий момент выходного вала равен  $T=1.6T_p=1.62 \times 66760=426800 \text{ N} \cdot \text{mm}$ . Когда стандартная зубчатая циклоидальная шестерня и цевки находятся в теоретически беззазорном зацеплении, количество зубьев в зацеплении одновременно составляет примерно половину числа зубцов циклоидальной шестерни, и всего их 5. Зуб с наибольшей силой - это зуб No3 (зуб под углом  $\phi_i = 60^\circ$ , что ближе  $\varphi_0 = \arccos K_1 = 57^\circ 46'$  )

$$F'_{\max} = \frac{4T_c}{K_1 z_c r_p} = \frac{2.2T}{K_1 z_c r_p} = \frac{2.2 \times 426800}{0.5333 \times 11 \times 90} = 1778 \text{ N}$$

Если профиль зуба циклоидального колеса скорректирован, и оно находится в состоянии зацепления с зубчатым колесом, и имеется только пара зубьев, находящихся в зацеплении при  $\varphi \approx \arccos K_1$

и  $\varphi \approx \arccos K$ , действующая сила может быть рассчитана следующим

$$F''_{\max} = \frac{T_c}{r'_c} = \frac{0.55T}{r'_c} = \frac{0.55 \times 426800}{44} = 5335 \text{ N}$$

образом: max

Используйте уравнения (18)-(23), чтобы получить максимальную силу, когда действуют  $F'_{\max}$  и  $F''_{\max}$ , полную контактную деформацию  $w_{\max}$  пары

зубцов в направлении общей нормальной линии точки контакта и Штифт зуб штифт под действием силы Сумма деформации изгиба  $f_{\max}$  точек составляет:

$$\delta'_{\max} = w'_{\max} + f'_{\max} = 0.00533 + 0.022 = 0.02733 \text{ mm}$$

$$\delta''_{\max} = w''_{\max} + f''_{\max} = 0.01462 + 0.066 = 0.08052 \text{ mm}$$

Согласно формуле (13) смещения  $\delta'_{\max}$  и  $\delta''_{\max}$  других зубцов циклоидальной шестерни вдоль общей нормали точки контакта или нормальной линии точки зацепления, вызван  $\delta'_i$  и  $\delta''_i$  соответственно рассчитаны и перечислены в Таблице 2.:

Таблица 2. Смещения зубьев.

No	$\varphi$	$\Delta(\varphi)_i$ mm	$\delta'_i$ mm	$\delta''_i$ mm	Сравнение $\delta'_i, \delta''_i$ и $\Delta(\varphi)_i$
2#	30	0.0235	0.02276	0.06707	$\delta'_1 < \Delta(\varphi)_1 < \delta''_1$
3#	60	0.0001	0.02733	0.08052	$\Delta(\varphi)_2 < \delta'_2 < \delta''_2$
4#	90	0.0165	0.02412	0.07110	$\Delta(\varphi)_3 < \delta'_3 < \delta''_3$
5#	120	0.0497	0.01766	0.05175	$\delta'_4 < \Delta(\varphi)_4 < \delta''_4$
6#	150	0.0911	0.00920	0.02712	$\delta'_5 < \delta''_5 < \Delta(\varphi)_5$

Из Таблицы 2, в случае теоретического зацепления с несколькими зубьями, когда  $\delta'_{\max}=0,02733$  мм, только 3# и 4# удовлетворяют условию  $\Delta(\varphi)_i < \delta'_i$ , что означает, что  $F'_{\max}$  рассчитывается в соответствии с одновременное зацепление 5 пар зубов, что не соответствует действительности. В случае зацепления только пары зубьев, когда  $\delta'_{\max} = 0,08052$  мм, будет 4 зуба 2#, 3#, 4# и 5#, удовлетворяющих условию  $\Delta(\varphi)_i < \delta''_i$ , что означает, что согласно только циклоидальное колесо. Расчет  $F'_{\max}$  по силе передачи зацепления зубьев не соответствует действительности.

Из таблицы 2 также видно, что, поскольку начальный зазор  $\Delta(\varphi)_5 =$



0,0497 мм относительно велик, то разница между  $\delta''_5$  очень мала. Предполагая, что циклоида имеет 4 зубца, одновременно зацепляющихся и передающих силу,  $F_{\max}$  будет намного меньше  $F'_{\max}$ , когда только один зуб передает силу. Очевидно, что невозможно удовлетворить  $\delta_5 > \Delta(\phi)_5$ , поэтому 5# не участвует в построении сетки.

Таким образом, можно определить, что три зубца циклоиды одновременно входят в зацепление и подвергаются воздействию силы, а зацепленные зубцы представляют собой зубцы 2 #, 3 # и 4 #.

## **2.2 АНАЛИЗ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ**

### **ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА**

#### **2.2.1 СОЗДАНИЕ СЕТКИ**

Программа ANSYS обеспечивает высококачественные функции построения сеток для моделей САПР. Существует четыре метода построения сеток: расширенное деление, разделение изображений, свободное деление и адаптивное деление. Расширенное построение сетки может превратить двухмерную сетку в трехмерную; построение сетки с изображениями позволяет пользователям разложить геометрическую модель на простые части, а затем выбрать соответствующие атрибуты элементов и управление сеткой для создания сетки с изображением; функция бесплатного создания сетки очень удобна. Он может напрямую разделять сложную модель, избегая проблем, вызванных несоответствием сеток частей, когда пользователь разделяет части по отдельности, а затем собирает их. Адаптивная сетка предназначена для создания граничных условий. Пользователь дает команду

программе автоматически сгенерировать сетку конечных элементов, проанализировать и оценить дискретную ошибку сетки, затем переопределить размер сетки, проанализировать и снова вычислить, оценить дискретную ошибку сетки, пока ошибка не станет ниже, чем пользователь определенное значение или достижение определенного пользователем количества решений. При построении сетки циклоидной модели длина стороны элемента установлена на 4, точность построения сетки установлена на 4, а режим свободного деления используется для деления элемента для получения модели конечных элементов (Рис. 3.1.).

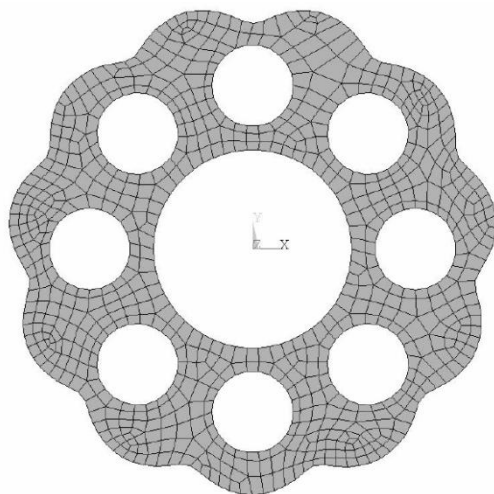


Рисунок 3.1 - Схема деления сетки циклоиды

### **2.2.2 Применение граничных условий**

В случае мгновенного статического анализа привод колеса с циклоидальным пальцем аналогичен циклоидальному колесу и является свободным только в окружном направлении эксцентрикового вала.

При применении граничных условий полное ограничение накладывается на внутреннее отверстие циклоидального колеса, и нагрузка, прикладываемая к краю циклоидального колеса.

Это точечная сила, которая добавляется к узлу точки зацепления. Согласно результатам расчетов в главе 1, контакт имеет всего 3 зуба (2-й, 3-й, № 4). Одновременный контакт, сохраните нагрузку на эти 3 зуба во время анализа контакта методом конечных элементов.

Чтобы определить положение 3 точек контакта, создадим в модели вспомогательные линии для точного определения точки приложения силы, как показано на рис. 3.2.

Возьмем центр  $O$  циклоидального колеса в качестве центра окружности, проведем вспомогательную линию делительной окружности циклоидального колеса и проведем еще одну вспомогательную линию, которая совпадает с осью  $Y$ . Линия, точка пересечения  $P$  двух вспомогательных прямых является мгновенным центром циклоиды. Затем соединим точку  $P$  и центр 3-х штифтовых зубцов  $L, M, N$ , получим 3 вспомогательные линии  $PL, PM, PN$ , пересечение этих 3 вспомогательных линий и профилей зуба циклоиды – это точки контакта зубьев с цевками.

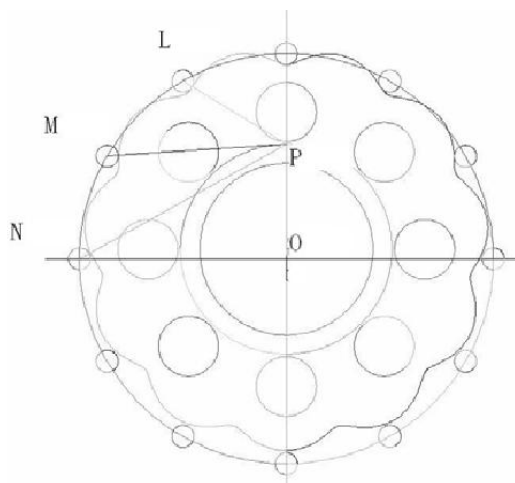


Рисунок 3.2 - Принципиальная схема вспомогательных линий

Нагрузим рассчитанной силой зацепления в точке зацепления на

конечно-элементной модели циклоидального зубчатого колеса, и сила раскладывается на составляющие силы в направлении  $X$  и направлении  $Y$  во время процесса нагружения узлов. Рис. 3.3 представляет собой диаграмму нагружения циклоидной пары после зацепления.

### 2.2.3 Решение и постобработка

После расчета и анализа с помощью программы ANSYS результаты анализа наблюдаются через общий постпроцессор (POST1), и получаются данные о деформации и напряжениях каждого узла. Программа постобработки быстро отображает геометрические данные и анализ конструкции через удобный пользовательский интерфейс и может легко получать и отображать результаты расчетов процесса решения.

Рис. 2.3. представляет собой диаграмму линии градиента деформации циклоидного колеса. Масштабный коэффициент на рисунке равен 500, то есть увеличение деформации отображается в 500 раз. Диаграмма линии градиента показывает смещения узлов разных размеров в виде цветовых градиентов, а на шкале под графиком отображается диапазон значений смещения, представленных на рисунке разными цветами. В то же время символы «MX» и «MN» используются на рисунке для указания положения максимального и минимального значений, по которым можно интуитивно увидеть деформацию циклоиды после напряжения:

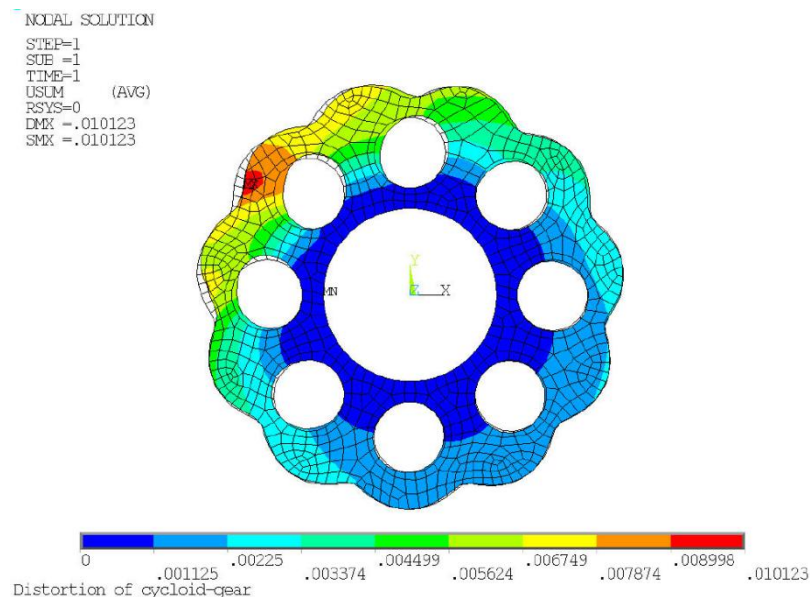


Рисунок 3.3 - Диаграмма деформации циклоидного колеса

На рис. 3.4. представлена линейная диаграмма вектора узловых смещений циклоидной деформации:

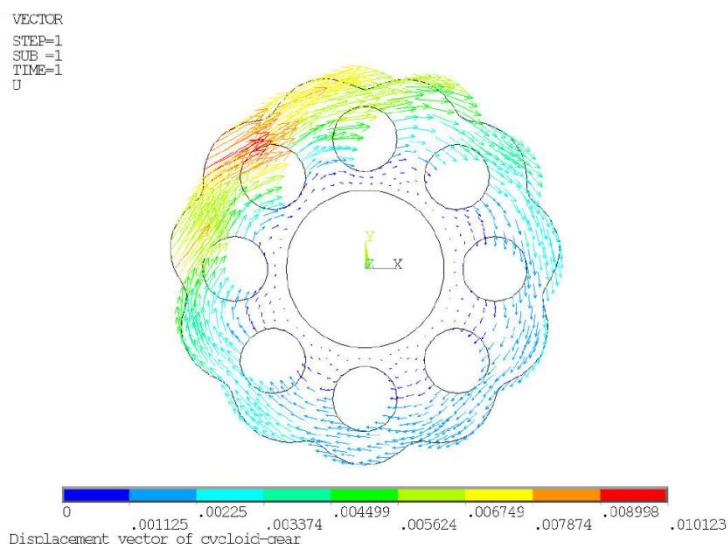


Рисунок 3.4 - Линейная диаграмма вектора смещения циклоидного колеса

На рис. 3.5. показана диаграмма распределения напряжений циклоидного колеса. График градиентной линии показывает различные напряжения в конструкции в виде цветовых градиентов. Линейка под диаграммой показывает диапазон значений напряжений, представленных на диаграмме разными цветами. Слова «MX» и «MN» используются в тексте для

обозначения положений максимальных и минимальных значений, а распределение напряжения на циклоиде можно увидеть интуитивно.

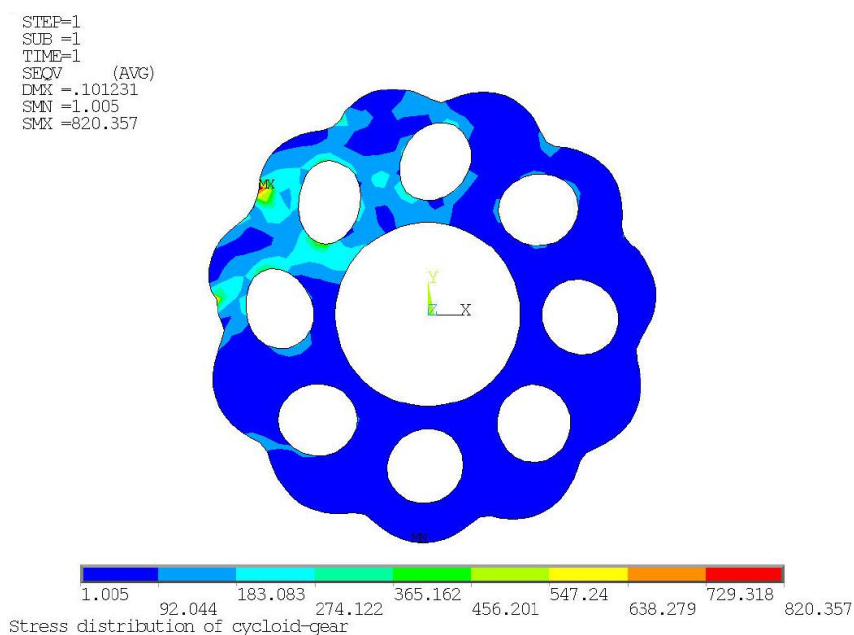


Рисунок 3.5 - Диаграмма распределения напряжений циклоиды

Создадим путь вдоль края циклоидального профиля зуба, как показано на рис. 3.6., с направлением от узла 76 к узлу 1, чтобы проанализировать узловое смещение и изменения узлового напряжения вдоль пути.

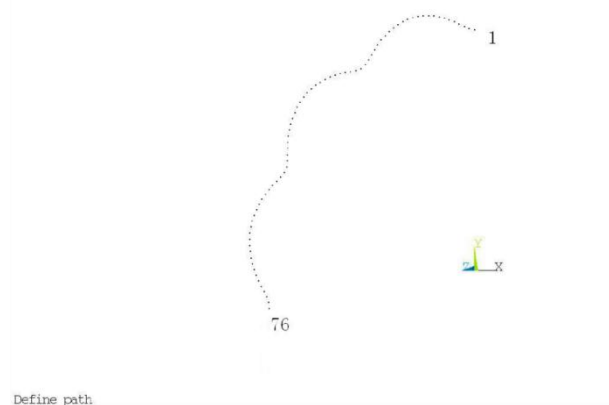


Рисунок 3.6 - Определение пути

Распределение узловых напряжений по траектории показано на рис.3.7.:

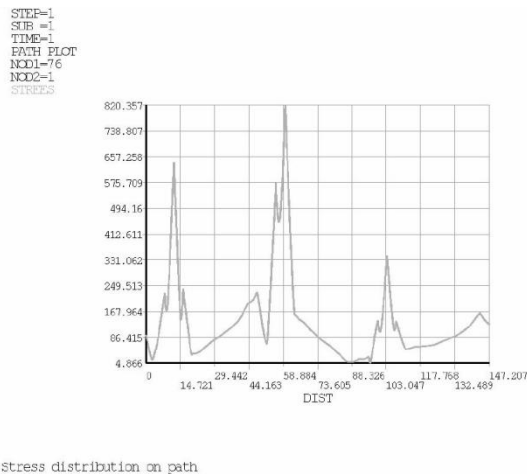


Рисунок 3.7 - Кривая узловых напряжений вдоль траектории

## 2.2.4 Анализ результатов

Из рис. 3.3. видно, что смещение узла в основном происходит на трех зубьях, участвующих в зацеплении. Особенно рядом с положением зацепления зуба с наибольшей силой, смещение узла относительно велико, и смещение узла превышает 0,009 мм. Максимальная величина деформации составляет 0,0101 мм, за которой следуют два зубца, входящие в зацепление с зубьями штифта 2 # и зубьями 4 #, и часть между отверстиями под штифты вблизи области зацепления, и смещение узла в других положениях очень мало.

Из рис. 3.4. видно, что распределение вектора смещения узлов в циклоидальном колесе включает величину и направление смещения узлов. Общая тенденция смещения - по часовой стрелке, что заставит циклоидальное колесо иметь направление по часовой стрелке. Можно видеть, что направление смещения узловой точки на краю профиля зуба циклоидальной шестерни близко к касательному направлению контурной линии. В трансмиссии для тяжелых условий эксплуатации из-за высокого

давления между поверхностями зубьев, например, узловое смещение легко приводит к выдавливанию смазки и образованию сетки. При высокой локальной температуре при продолжении движения поверхность зуба циклоиды может вырваться из канавок и произойдет склейка.

На рис. 3.5. можем видеть распределение внутренних напряжений циклоидального колеса. Максимальное напряжение распределяется в точке, где циклоидальное колесо контактирует с цевками на максимальном плече, то есть в области, обозначенной МХ, и ее окрестностях, который наиболее подвержен усталостному разрушению. Существует явление концентрации напряжений в точке контакта, где сила зацепления является наибольшей, а опасное напряжение достигает максимального значения. Существует также относительно концентрированная область распределения напряжений вокруг отверстия под штифт, ближайшего к положению зацепления с максимальным усилием. Распределение напряжений в целом уменьшается от положения зацепления с максимальным усилием до правого нижнего угла на рисунке. В нижних правых углах зубьев, которые не участвуют в построении сетки, а только распределяют очень небольшое напряжение. Максимальное напряжение составляет 820,36 МПа, что меньше допустимого напряжения 1200 МПа. Теоретически доказано, что максимальное напряжение циклоиды меньше допустимого напряжения материала, соответствующего условиям использования.

По формуле 2-1:



$$\sigma_j = \sqrt{\frac{3.3 \times 10^6 M_v Y_{2\max}}{BR_z^2}} \quad (24)$$

Где:  $M_v$  - максимальный мгновенный крутящий момент выходного вала,

$Y_{2\max}$ -коэффициент (доступен из таблицы),

$B$  - ширина циклоидного колеса,

$R_z$  - окружность распределения цевок.

Радиус, максимальное полученное контактное напряжение составляет 822,83 МПа, и результат относительно близок к результату, полученному в бумаге, что указывает на то, что бумага

Используемый аналитический метод правильный.

Из рис. 3.7. видно, что вдоль направления траектории, определенного на рис. 3.6., узловое напряжение изменяется. В трех точках зацепления узловое напряжение достигает трех относительных крайних значений. Профиль зуба циклоидной линии, так что распределение узловых напряжений по краю профиля зуба показывает ситуацию на рисунке. Напряжение в основном распределяется в части между вершиной зуба и основанием профиля зуба циклоидаальной шестерни, но меньше на верхушке и корне зуба.

Если к точке зацепления зуба 3 # приложить усилие 3067 Н с максимальной силой, направление силы и точка воздействия не изменятся, а сила на зуб 2 # и зуб 4 # отменяется, а также другие условия анализа. Остаются неизменными, а максимальное значение напряжения составляет 816 МПа, что меньше, чем значение напряжения, когда 3 зубца находятся в

зацеплении одновременно, что указывает на то, что 3 зубца подвергаются нагрузке одновременно, и есть наложение напряжений внутри циклоиды.

Если циклоидальное колесо и шкворневое колесо имеют только пару зубьев, зацепляющих передачу, согласно расчетам в главе 2, максимальная сила зацепления составляет 5335 Н, а сила 5335 Н применяется в точке зацепления максимальной силы 3# зуб, направление силы и точка воздействия не изменяются. К другим зубам не прилагается нагрузка, и другие условия анализа остаются неизменными. После анализа методом конечных элементов максимальное значение напряжения составляет 1419 МПа, что превышает допустимое напряжение 1200 МПа. Передается максимальный мгновенный крутящий момент выходного вала, циклоида испытает усталостный отказ. Когда циклоидальная шестерня находится в зацеплении с 3 зубьями одновременно, когда передается максимальный мгновенный крутящий момент выходного вала, максимальное напряжение циклоидальной шестерни составляет 820 МПа, что меньше допустимого напряжения, и ее рабочее состояние является безопасным. Множественное зацепление привода игольчатого колеса может значительно улучшить несущую способность.

### **2.2.5 Заключение**

В данной работе в качестве примера используется планетарный редуктор с циклоидной вертушкой BW180, и в результате проведенного исследования были получены следующие результаты и выводы:

1. В работе создана трехмерная геометрическая модель циклоиды с

измененным профилем зуба, рассчитано максимальное значение силы между циклоидой и зубцами иглы, определена точка приложения максимальной силы и получена заданная сетка. Одновременного зацепления зубов под зазором. Расчет показывает, что силовое состояние больше соответствует реальным условиям работы.

2. На основе этой математической модели с использованием Pro/E и ANSYS в качестве инструментов была получена величина узлового смещения и узлового напряжения циклоидного колеса, а также построены графики узловых смещений и распределения узловых напряжений, которые интуитивно отображены Маятник. Условия силы проволочного колеса и полученный результат напряжения близки к традиционному результату расчета контактного напряжения, который проверяет правильность результата анализа.

3. Распределение узлового смещения получается из диаграммы узлового смещения циклоиды. Направление узлового смещения на краю профиля зуба циклоидальной шестерни близко к касательному направлению, что объясняет одну из причин неудачного склеивания зубчатого колеса. циклоида. Распределение напряжений получается из карты узловых напряжений циклоидального зубчатого колеса. Напряжение в основном распределяется в части между вершиной зуба и основанием профиля зуба циклоидального зубчатого колеса, в то время как оно меньше распределено на вершине и корне зуба. - это циклоида. Основой является обработка поверхности колеса местной прочностью.

4. Теоретический вывод и анализ методом конечных элементов показывают, что по мере увеличения зазора модификации профиля зуба количество зубьев шестерни, фактически участвующих в зацеплении, будет уменьшаться. Когда заданный максимальный зазор зацепления профиля зуба превышает 0,08052 мм, циклоидальная шестерня имеет только пару зубцов, участвующих в зацеплении, что обеспечивает основу для расчета величины изменения профиля зуба циклоидальной шестерни.

### **2.3 Практическое применение расчетных методов**

Из 2 главы мы знаем, что освоили метод расчета силы циклоидального колеса через силовую деформацию и параметры материала циклоидального шкворневого колеса. А из расчета силы модели рабочей части редуктора BW180 можно узнать, что циклоида выдержит максимальное усилие нагрузки в определенном положении. Исходя из этого, мы пришли к выводу, что мы можем применить этот метод в производстве, чтобы приблизительно рассчитать наиболее уязвимое положение циклоидного штифтового колеса, чтобы повысить безопасность редуктора циклоидного штифтового колеса во время его работы. Предыдущий анализ нагрузки редуктора BW180 в ANSYS вводил рассчитанное значение силы в модель для анализа имитации изображения. Поэтому, если вы хотите проверить правильность выводов, сделанных данным методом расчета, необходимо пройти ANSYS. Программа имитирует работу узла редуктора. Сравнивая силу нагрузки редуктора в процессе вращения с расчетными данными, можно определить, находится ли ошибка результата расчета в разумных пределах.

Чтобы учесть влияние других механизмов редуктора, мы решили выполнить анализ нагрузки на весь редуктор. На рисунке 4-1 показана внешняя модель редуктора.

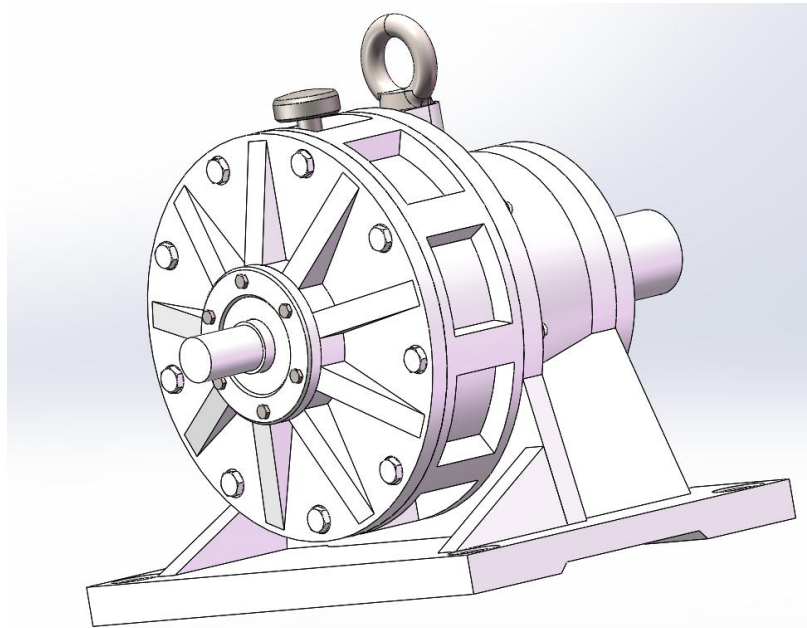


Рисунок 4.1 - внешняя модель редуктора.

масса	длина	ширина	высота	Передаточное отношение
64.9 kg	800 mm	690 mm	700 mm	1:17

Используется механизм редуцирования, параметры которого показаны в таблице.

Основываясь на характеристиках планетарного редуктора с циклоидально –цевочным зацеплением и с учетом основных параметров, влияющих на несущую способность, эту передачу необходимо анализировать, используя метод конечных элементов, для определения контактной прочности поверхности зуба. С помощью программного обеспечения ANSYS

были созданы твердотельная модель и модель конечных элементов циклоидальной шестерни, ключевого компонента циклоидально-цевочного редуктора, а также представлена теория модификации профиля зуба шестерни для повышения несущей способности, в котором также проведен анализ методом конечных элементов.

### **Основное содержание темы включает следующие части:**

1. Расчет силы. Сила зацепления циклоидальной шестерни и цевки рассчитывается с помощью теории анализа зацепляющей силы с зазором.

2. Конечно-элементный анализ циклоиды. Программное обеспечение для анализа методом конечных элементов ANSYS 10.0 использовалось для создания конечно-элементной модели циклоиды и выполнения анализа методом конечных элементов.

3. Анализ результатов. Проанализированы данные полученных результатов, рассчитанные программой ANSYS, и сделаны выводы.

Рассмотрим базовую конструкцию планетарного редуктора с циклоидно-цевочным зацеплением, изображенного на рис. 4.2:

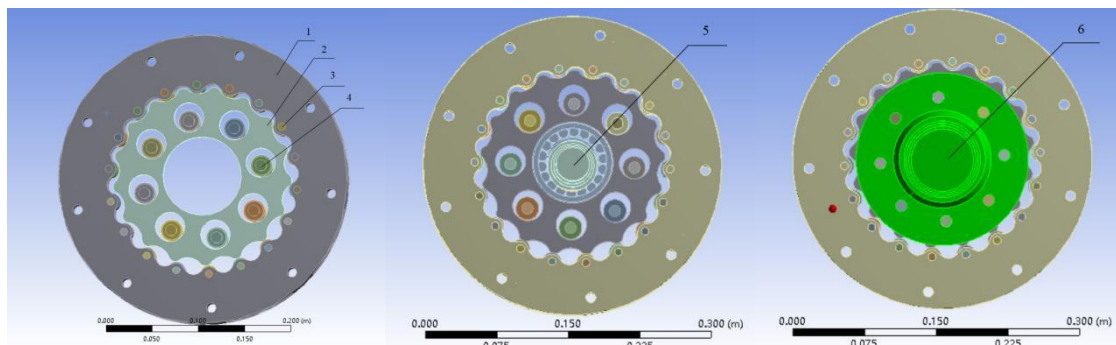


Рисунок 4.2 - Базовая структурная схема циклоидного винтового редуктора.

1 – корпус с закрепленными цевками;

- 2 – профильное колесо;
- 3 – цевка (тело качения);
- 4 – Механизм параллельных кривошипов (выходное звено);
- 5 – входный вал и эксцентриковая втулка;
- 6 – Выходный W-механизм.

### 2.3.1 СОЗДАНИЕ СЕТКИ

Программа ANSYS обеспечивает высококачественные функции построения сеток для моделей САПР. Существует четыре метода построения сеток: расширенное деление, разделение изображений, свободное деление и адаптивное деление. Расширенное построение сетки может превратить двухмерную сетку в трехмерную; построение сетки с изображениями позволяет пользователям разложить геометрическую модель на простые части, а затем выбрать соответствующие атрибуты элементов и управление сеткой для создания сетки с изображением; функция бесплатного создания сетки очень удобна. Он может напрямую разделять сложную модель, избегая проблем, вызванных несоответствием сеток частей, когда пользователь разделяет части по отдельности, а затем собирает их. Адаптивная сетка предназначена для создания граничных условий. Пользователь дает команду программе автоматически сгенерировать сетку конечных элементов, проанализировать и оценить дискретную ошибку сетки, затем переопределить размер сетки, проанализировать и снова вычислить, оценить дискретную ошибку сетки, пока ошибка не станет ниже, чем пользователь определенное значение или достижение определенного пользователем количества решений. При построении сетки циклоидной модели длина

стороны элемента установлена на 4, точность построения сетки установлена на 4, а режим свободного деления используется для разделения элемента для получения модели конечных элементов (Рис. 4.2.).

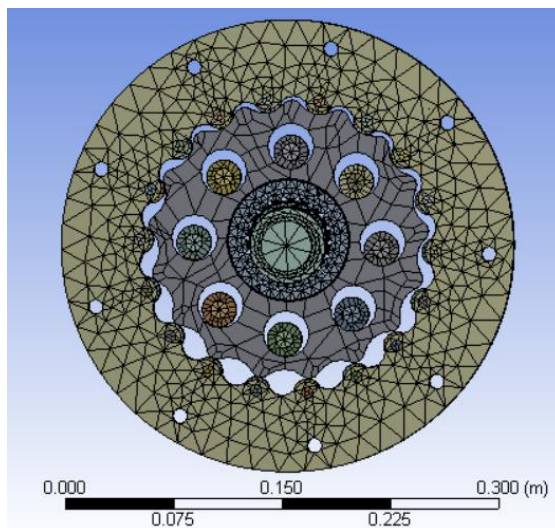


Рисунок 4.3 - Схема деления сетки циклоиды

### **2.3.2 Нахождение поверхностей и типов контакта основных деталей редуктора**

Для ускорения расчета уменьшим количество сопрягаемых элементов, так как основные усилия и деформации появляются в контактах цевок, профильного колеса и механизма параллельных кривошипов.

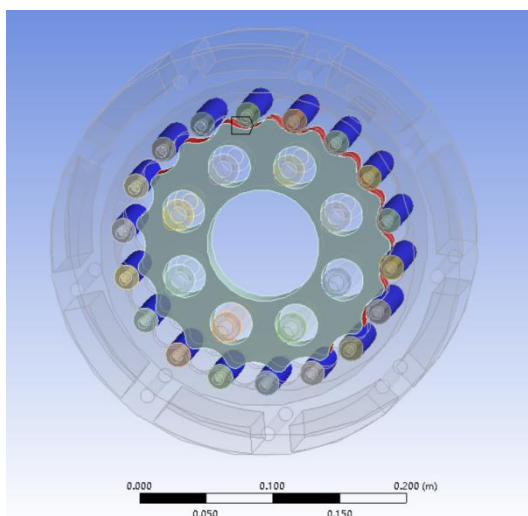


Рисунок 4.4 - схема циклоидного винтового редуктора.



Зададим направление вращения профильного колеса и приложим к нему крутящий момент 1000 Н\*м. Ограничим перемещения цевок в радиальном и осевом направлении для получения требуемого контакта.

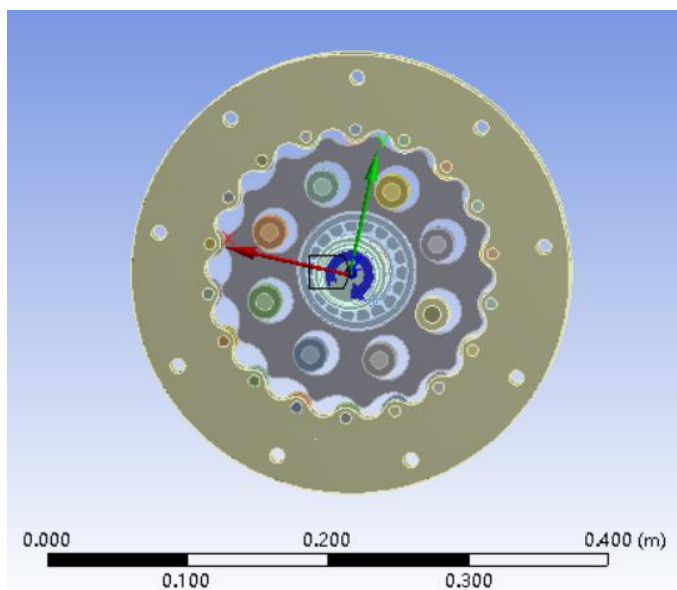


Рисунок 4.5 - схема циклоидного винтового редуктора.

### 2.3.3 Решение и постобработка

После расчета и анализа с помощью программы ANSYS результаты анализа наблюдаются через общий постпроцессор (POST1), и получаются данные о деформации и напряжениях каждого узла. Программа постобработки быстро отображает геометрические данные и анализ конструкции через удобный пользовательский интерфейс и может легко получать и отображать результаты расчетов процесса решения.

Рис. 4.3. представляет собой диаграмму линии градиента деформации циклоидного колеса. Масштабный коэффициент на рисунке равен 500, то есть увеличение деформации отображается в 500 раз. Диаграмма линии градиента показывает смещения узлов разных размеров в виде цветowych

градиентов, а на шкале под графиком отображается диапазон значений смещения, представленных на рисунке разными цветами. В то же время символы «MX» и «MN» используются на рисунке для указания положения максимального и минимального значений, по которым можно интуитивно увидеть деформацию циклоиды после напряжения:

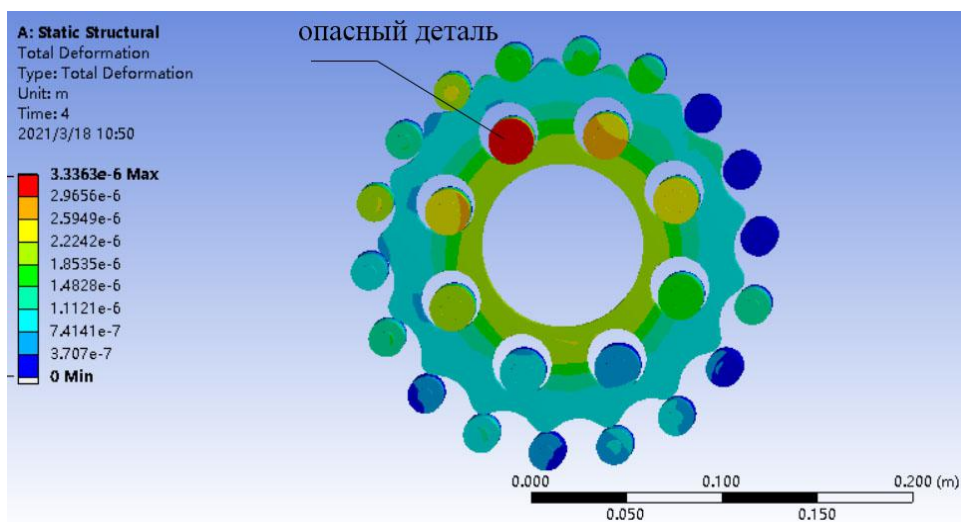


Рисунок 4.6 - Диаграмма деформации циклоидного колеса

На рис. 4.3. представлена линейная диаграмма вектора узловых смещений циклоидной деформации:

На рис. 4.3. показана диаграмма распределения напряжений циклоидного колеса. График градиентной линии показывает различные напряжения в конструкции в виде цветовых градиентов. Линейка под диаграммой показывает диапазон значений напряжений, представленных на диаграмме разными цветами. Слова «MX» и «MN» используются в тексте для обозначения положений максимальных и минимальных значений, а распределение напряжения на циклоиде можно увидеть интуитивно.

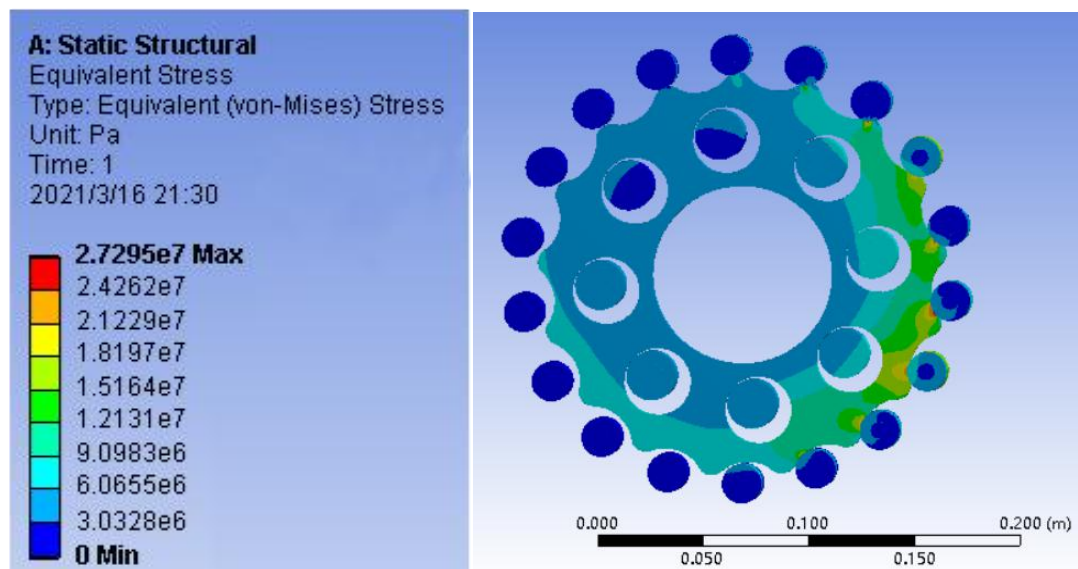


Рисунок 4.7 - Диаграмма распределения напряжений циклоиды

### 2.3.4 Анализ результатов

Из рис. 4.4. видно, что наиболее нагруженным элементом передачи является палец механизма параллельных кривошипов. В этих местах в процессе эксплуатации, при перегрузки механизма, возможно их разрушение.

По формуле 4-1:

$$\sigma_j = \sqrt{\frac{3.3 \times 10^6 M_v Y_{2\max}}{B R_z^2}} \quad (4-1)$$

Где  $vM$  - максимальный мгновенный крутящий момент выходного вала ( $1000 \text{ Н} \cdot \text{М}$ ),  $Y_{2\max}$ -коэффициент (доступен при поиске в таблице), ширина В-циклоидального колеса, распределительный круг колеса с  $zR$ -штифтом Радиус, максимальное полученное контактное напряжение составляет 28.25 МПа, и результат относительно близок к результату, полученному в статье, что указывает на правильность метода анализа, использованного в работе.

## **Заключение**

1. Рассчитывается по формуле 4-1, максимальное полученное контактное напряжение составляет 28.25 МПа, и мы проанализировали напряжение циклоидального игольчатого колеса в состоянии движения циклоидального игольчатого колеса с помощью программного обеспечения ANSYS, и максимальное полученное напряжение составило 27.3 МПа, что было близко к расчетному результату, что указывает на то, что наш метод расчета имеет высокую точность.

2. В результате проведенного анализа видим, циклоидная шестерня является самыми уязвимыми местами данной передачи. Поэтому при проектировании очень важен выбор подходящего материала с большой изгибной прочностью для деталей циклоидной шестерни.

## ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА

### «ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСООБЪЕДИНЕНИЕ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

Группа	ФИО
4АМ91	Цяо Ян

Школа	ИШНПТ	Отделение Школа	Материаловедение
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	15.03.01Машиностроение

Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:	
1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	Стоимость материальных ресурсов и специального оборудования определены в соответствии с рыночными ценами г. Томска Тарифные ставки исполнителей определены штатным расписанием НИ ТПУ
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	Норма амортизационных отчислений на специальное оборудование
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	Отчисления во внебюджетные фонды 30 %
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1. Анализ конкурентных технических решений (НИ)	Расчет конкурентоспособности SWOT-анализ
2. Формирование плана и графика разработки и внедрения (НИ)	Структура работ. Определение трудоемкости. Разработка графика

	<i>проведения исследования</i>
3. Составление бюджета инженерного проекта (НИ)	<i>Расчет бюджетной стоимости НИ</i>
4. Оценка ресурсной, финансовой, бюджетной эффективности (НИ)	<i>Интегральный финансовый показатель. Интегральный показатель ресурсоэффективности. Интегральный показатель эффективности.</i>
<b>Перечень графического материала</b>	
1. Оценка конкурентоспособности ИП 2. Матрица SWOT 3. Диаграмма Ганта 4. Бюджет НИ 5. Основные показатели эффективности НИ	

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	<b>09.09.2019</b>
--	-------------------

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОСГН ШБИП	Кашук Ирина Вадимовна	к.т.н доцент		09.09.2019

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ91	Цяо Ян		09.09.2019

### **3 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.**

#### **Введение**

Целью данной работы является анализ силовых характеристик циклоидального профиля и свободной обоймой и определения закономерности распределения сил по циклоидальному профилю колес. Анализируя распределения сил в профилях исследуем значения сил при разных входных параметрах. Определения деформации при разных входных параметрах дает возможность найти оптимальные параметры для уменьшения сил в зацеплении. В последнее время повышенные требования в машиностроении требуют новые виды передач. Обычные зубчатые передачи не всегда отвечают всем требованиям современной инженерии. Передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой отличаются компактностью, высоким передаточным отношением в одной ступени, высокими нагрузочными способностями за счет многопарности зацепления. Технология изготовления данной передачи в прошлом веке не было. Требовались новые виды обработки материала, так как профили данной передачи не стандартные. С появлением новых видов обработки материалов, практическое применение данной передачи становится все шире. Циклоидальный редуктор не достаточно исследованы. Силы в зацеплении играют большую роль в определении срока работы механизма. И поэтому исследования сил в зацеплении передач данного вида является актуальным. Данная передача была внедрена в производство Э.Н. Панкратовым в, организации «Технотрон». Организация до сих пор выпускает и продолжает

исследования циклоидальных редукторов. Исследования зависимости сил в зацеплении от входных геометрических параметров помогут организаций «Технотрон» выбирать нужные габариты с требуемыми выходными значениями.

Основная цель данного раздела – оценить перспективность развития и планировать финансовую и коммерческую ценность конечного результата, представленного в рамках исследовательской работы. Коммерческая ценность определяется не только наличием более высоких технических характеристик над конкурентными разработками, но и тем, насколько быстро разработчик сможет ответить на следующие вопросы – будет ли результат НИР востребован на рынке, какова будет его цена, каков бюджет научного исследования, какое время будет необходимо для продвижения разработанного продукта на рынок.

Данный раздел, предусматривает рассмотрение следующих задач:

- Оценка коммерческого потенциала разработки.
- Планирование научно-исследовательской работы;
- Расчет бюджета научно-исследовательской работы;
- Определение ресурсной, финансовой, бюджетной эффективности исследования.

### **3.1 Оценка коммерческого потенциала и перспективности проведения исследований с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения.**

#### **3.1.1 Анализ конкурентных технических решений с позиции**



ресурсоэффективности и ресурсосбережения

Среди конкурентных передач можно назвать зубчатые аналоги и Циклоидальный редуктор с нагруженным сепаратором. Для зубчатых передач важна точность зубьев зубчатого колеса. И это трудоемкая и весьма дорогая работа. Передача момента в одной ступени значительно меньше чем в передачах с Циклоидальным редуктором и со свободной обоймой. Для увеличения передаваемого момента необходимо включить вторую передаточную ступень. А это в свою очередь увеличивает габариты редуктора. Некоторых сферах машиностроения не технологично использовать габаритные механизмы передач. И как всем известно, чем больше габариты, тем больше затраты ресурсов для изготовления габаритных деталей данной конструкции. Циклоидальный редуктор с нагруженным сепаратором, могут заменить зубчатый аналог за счет своих достоинств в габаритах и в способности выдерживать более высокие нагрузки. Высокая нагрузочная способность циклоидального редуктора с нагруженным сепаратором обеспечивается за счет многопарности зацепления. Если в зубчатых передачах в передаче крутящего момента участвуют только 2 зуба, то в циклоидальном редукторе с нагруженным сепаратором, в передаче участвуют половина всех тел качения. Но при длительной нагруженных эксплуатациях данной передачи замечается нагрев несущих тонкостенных деталей конструкции. Это происходит за счет трения тел качения о кулачок, который используется без профиля. Температура тонкостенной детали достигает до  $120^{\circ}\text{C}$ . Это приводит к сокращению срока эксплуатации данной передачи (Рис

4.1).

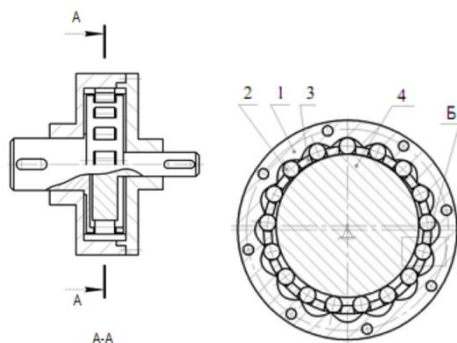


Рис 4.1. Циклоидальный редуктор

1 – профильный венец, 2 – тела качения, 3 – сепаратор, 4 – кулачок

Заполнить данный пробел может циклоидальный редуктор с свободной обоймой (Рис 4.1). На данной передаче уменьшается трения тел качения о профили, потому что тела качения обхватывается с обеих сторон профилями. Компенсируется сила и за счет компенсации сепаратор разгружен.

Таблица 4.1- Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений (разработок)

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы			Конкурентно-способность		
		Б <sub>ф</sub>	Б <sub>к1</sub>	Б <sub>к2</sub>	К <sub>ф</sub>	К <sub>к1</sub>	К <sub>к2</sub>
1	2	3	4	5	6	7	8
<b>Технические критерии оценки ресурсоэффективности</b>							
1. Актуальность исследования	0,1	5	3	4	0,5	0,3	0,4
2. Энергоэкономичность	0,13	5	5	3	0,65	0,65	0,39
3. Возможность	0,08	5	5	3	0,4	0,4	0,24

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы			Конкуренто-способность		
		Б <sub>ф</sub>	Б <sub>к1</sub>	Б <sub>к2</sub>	К <sub>ф</sub>	К <sub>к1</sub>	К <sub>к2</sub>
1	2	3	4	5	6	7	8
подключения в сеть ЭВМ							
4. Функциональная мощность (предоставляемые возможности)	0,07	4	4	3	0,28	0,28	0,21
5. Надёжность	0,12	4	4	5	0,48	0,48	0,6
6. Эффективность работы	0,11	5	5	4	0,55	0,55	0,44
7. Безопасность	0,09	5	5	4	0,45	0,45	0,36
<b>Экономические критерии оценки эффективности</b>							
1. Цена на расходы	0,12	5	4	3	0,6	0,48	0,36
2. Конкурентоспособность исследовательской работы	0,1	4	3	4	0,4	0,3	0,4
3. Финансирование научного исследования	0,08	5	4	4	0,4	0,32	0,32
<b>Итого</b>	<b>1</b>	<b>47</b>	<b>42</b>	<b>37</b>	<b>4,71</b>	<b>4,21</b>	<b>3,72</b>

К1- Циклоидальный редуктор с нагруженным сепаратором.

К2- Циклоидальный редуктор и с свободной обоймой

Расчет конкурентоспособности, на примере актуальность исследования второго конкурента, определяется по формуле:

$$K = \sum B_i \times B_i \quad (4,1)$$

Где:

$K$  – конкурентоспособность проекта;

$B_i$  – вес показателя (в долях единицы);

$B_i$  – балл показателя;

К1- Циклоидальный редуктор с нагруженным сепаратором.

К2- Циклоидальный редуктор и с свободной обоймой

Для исследования внешней и внутренней среды проекта, в этой работе проведен SWOT-анализ с детальной оценкой сильных и слабых сторон исследовательского проекта, а также его возможностей и угроз.

Первый этап, составляется матрица SWOT, в которую описаны слабые и сильные стороны проекта и выявленные возможности и угрозы для реализации проекта, которые проявились или могут появиться в его внешней среде, приведены в таблице 4,2:

Таблица 4.2 – Матрица SWOT-анализа

Сильные стороны иклоидного передачи и свободной обоймой. Эти передачи могут конкурировать на рынке за счет высокой нагрузочной способностью, высоким КПД, малым коэффициентом трения в зацеплении, минимизированным нагревом в местах трения тела качения, и т.п.

Слабые стороны иклоидного передачи и свободной обоймой. Как и у всех механизмов в ряду с достоинствами, присутствуют и недостатки в этих передачах. Много вариационных параметров, влияющих на увеличения значений сил в зацеплении. Планетарное движение выходного вала при одной ступени. Мы можем конкретизировать зависимость вариации входных 58 параметров на изменение сил в зацеплении. И таким образом выдвинуть теорию полезную для конструкторов при конструировании данной передачи.

Сильные стороны	Слабые стороны
С1.Возможность при определенных входных параметрах, выбрать оптимальную модель иклоидного передачи. и свободной обоймой.	Сл1. Широкий вариационный интервал, что увеличивает затраты времени на расчеты
С2. Долгая служба механизма	
С3. Уменьшение деформации в зацеплении	
С4. Снижения затрат в эксплуатационный период	
С5. Повышения нагрузочной способности конструкции	
Возможности	Угрозы
В1. Использование гидроабразивной и электроэрозионной установки для получения профиля	У1. Вероятность появления более выгодных предложений на рынке, так как в данном направлении ведется большое количество исследований.
В2. В связи с последними политическими событиями наблюдается тенденция на импортозамещение в данной отрасли.	У2. Отсутствие оборудования для массового производства

В3. Возможность внедрения технологии в производство	
В4. Участие в грантах	
В5. Так как группа имеет знания и опыт в данном направлении, то если возможность улучшить свойства для других изделий	

На втором этапе на основании матрицы SWOT строятся интерактивные матрицы возможностей и угроз, позволяющие оценить эффективность проекта, а также надёжность его реализации. Соотношения параметров представлены в таблицах 4,3–4,6:

Таблица 4.3 – Интерактивная матрица проекта «Возможности проекта и сильные стороны».

Сильные стороны проекта						
Возможности проекта		C1	C2	C3	C4	C5
	B1	-	-	-	-	-
	B2	+	+	+	+	-
	B3	+	-	-	+	-
	B4	-	-	-	-	-
	B5	-	-	-	-	-

Таблица 4.4 – Интерактивная матрица проекта «Возможности проекта и слабые стороны».

Слабые стороны проекта		
Возможности проекта		Сл1
	B1	+
	B2	-
	B3	-

	B4	-
	B5	-

Таблица 4.5 – Интерактивная матрица проекта «Угрозы проекта и сильные стороны».

Сильные стороны проекта						
Угрозы проекта		C1	C2	C3	C4	C5
	Y1	+	-	-	-	-
	Y2	-	-	-	-	-

Таблица 4.6 – Интерактивная матрица проекта «Угрозы проекта и слабые стороны».

Слабые стороны проекта						
Угрозы проекта		Сл1	Сл2	Сл3	Сл4	Сл5
	Y1	-	-	-	-	-
	Y2	-	-	-	+	-
	Y3	-	+	+	-	+
	Y4	-	-	-	-	+
	Y5	+	-	-	-	-

Результаты анализа представлены в итоговую таблицу 4,7.

Таблица 4.7 – Итоговая таблица SWOT-анализа.

	<b>Сильные стороны научно-исследовательского проекта</b>	<b>Слабые стороны научно-исследовательского проекта</b>
	C1.Возможность при определенных входных параметрах, выбрать оптимальную модель передачи с ПТК и свободной обоймой.	Сл1. Широкий вариационный интервал, что увеличивает затраты времени на расчеты

	<p>C2. Долгая служба механизма</p> <p>C3. Уменьшение деформации в зацеплении</p> <p>C4. Снижения затрат в эксплуатационный период</p> <p>C5. Повышения нагрузочной способности конструкции</p>	
<p><b>Возможности</b></p> <p>B1. Использование гидроабразивной и электроэрозионной установки для получения профиля</p> <p>B2. В связи с последними политическими событиями наблюдается тенденция на импортозамещение в данной отрасли.</p> <p>B3. Возможность внедрения технологии в производство</p> <p>B4. Участие в грантах</p> <p>B5. Так как группа имеет знания и опыт в данном направлении, то если</p>	<p><b>Направления развития</b></p> <p>C1B2 – вероятность расширения кол-ва поставщиков(снижение себестоимости изделия)</p> <p>C1B3 - упрощение внедрения технологии в производство за счет оптимальных значений сил в зацеплении</p> <p>C2B2 – позволяют при наличии спроса быстро нарастить объемы производства</p> <p>C3B2, C4B2- качество и стоимость изделия будет являться конкурентным преимуществом на российском рынке</p>	<p><b>Сдерживающие факторы</b></p> <p>B1Cл1 – новейшее оборудование,позволит на ранних стадиях исследование, выявить и предотвратить появление брака</p>



возможность улучшить свойства для других изделий		
<b>Угрозы</b> У1. Вероятность появления более выгодных предложений на рынке, так как в данном направлении ведется большое количество исследований. У2. Отсутствие оборудования для массового производства	<b>Угрозы развития</b> С1У1-возможность за счет разновидности этих передач создавать новые и более качественные конкурентноспособные изделия	

В результате SWOT-анализа показано, что высокие точности полученных результатов при правильной установке программы ANSYS данной работы и её перспективы преобладают над её недостатками, которые невозможно все устранены на практике и в теории. Результаты анализа учтены в дальнейшей научно-исследовательской разработке.

### 3.2 Планирование научно-исследовательских работ

#### 3.2.1 Структура работ в рамках научного исследования

Планирование комплекса научно-исследовательских работ осуществляется в порядке:

- определение структуры работ в рамках научного исследования;
- определение количества исполнителей для каждой из работ;
- установление продолжительности работ;

- построение графика проведения научных исследований;

Для оптимизации работ удобно использовать классический метод линейного планирования и управления.

Результатом такого планирования является составление линейного графика выполнения всех работ. Порядок этапов работ и распределение исполнителей для данной научно-исследовательской работы, приведен в таблице 4.8:

Таблица 4.8 – Перечень этапов, работ и распределение исполнителей.

Основные этапы	№ раб	Содержание работ	Должность исполнителя
Разработка темы диссертации	1	Составление и утверждение тем диссертации, утверждение плана-графика.	Научный руководитель
	2	Календарное планирование выполнения диссертации.	Инженер, Научный руководитель
Теоретические исследования	3	Изучение академической литературы по дорнованию обработки.	Инженер
	4	Изучение программного обеспечения для моделирования обработки ANSYS.	Инженер
Экспериментальные исследования	5	Добавление материалов инструментов и обрабатываемых деталей и подготовка образцов 3D модели заготовок, опор и инструментов в программу ANSYS для эксперимента.	Инженер
	6	Настроить программу по реальным условиям и введение целесообразных критерий исследования.	Инженер, Научный руководитель
	7	Проведение компьютерного	Инженер

		эксперимента.	
Обобщение и оценка результатов	8	Обработка полученных данных.	Инженер
	9	Оценка правильности полученных результатов.	Инженер, Научный руководитель
Оформление отчета по НИР	10	Составление пояснительной записки.	Инженер

### 3.2.2 Определение трудоемкости выполнения работ и разработка графика проведения.

При проведении научных исследований основную часть стоимости разработки составляют трудовые затраты, поэтому определение трудоемкости проводимых работ является важным этапом составления бюджета.

Для определения ожидаемого (среднего) значения трудоемкости использована следующая формула:

$$t_{\text{ож}i} = \frac{3t_{\text{min}i} + 2t_{\text{max}i}}{5}, \quad (4.1)$$

где  $t_{\text{ож}i}$  — ожидаемая трудоемкость выполнения  $i$ -ой работы, человеко-дни;

$t_{\text{min}i}$  — минимально возможная трудоемкость выполнения заданной  $i$ -ой работы, человеко-дни;

$t_{\text{max}i}$  — максимально возможная трудоемкость выполнения заданной  $i$ -ой работы, человеко-дни.

Зная величину ожидаемой трудоемкости, можно определить продолжительность каждой  $i$ -ой работы в рабочих днях  $T_{pi}$ , при этом учитывается параллельность выполнения работ разными исполнителями.

Данный расчёт позволяет определить величину заработной платы.

$$T_{pi} = \frac{t_{ожі}}{Ч_i}, \quad (4.2)$$

где  $T_{pi}$  – продолжительность одной работы, рабочие дни;

$t_{ожі}$  – ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, человеко-дни;

$Ч_i$  – численность исполнителей, выполняющих одновременно одну и ту же работу на данном этапе, чел.

Для перевода длительности каждого этапа из рабочих в календарные дни, необходимо воспользоваться формулой (4.3):

$$T_{ki.инж} = T_{pi} \cdot k_{кал}, \quad (4.3)$$

где  $T_{ki}$  – продолжительность выполнения  $i$ -й работы в календарных днях;

$T_{pi}$  – продолжительность выполнения  $i$ -й работы в рабочих днях;

$k_{кал}$  – календарный коэффициент.

Календарный коэффициент определяется по формуле:

$$k_{кал.инж} = \frac{T_{кал}}{T_{кал} - T_{вых} - T_{пр}} = \frac{365}{365 - 104 - 14} = 1,48 \quad (4.4)$$

где  $T_{кал}$  – общее количество календарных дней в году;  $T_{вых}$  – общее количество выходных дней в году;  $T_{пр}$  – общее количество праздничных дней в году.

Расчеты временных показателей проведения научного исследования обобщены в таблице 4.9.

Таблица 4.9 – Временные показатели проведения научного исследования.

Название работы	Трудоёмкость работ	Длитель	Длительн
-----------------	--------------------	---------	----------

	$t_{mini}$ , чел-дни		$t_{maxi}$ , чел-дни		$t_{ожг}$ , чел-дни		ность работ в рабочих днях $T_{Pi}$	ость работ в календар ных днях $T_{ki}$
	Исп.1	Исп.2	Исп.1	Исп.2	Исп.1	Исп.2		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Составление и утверждение темя диссертации, утверждение плана-графика.	1	-	2	-	1,4	-	1,4	2
Календарное планирование выполнения диссертации.	1	2	2	3	1,4	2	1,7	3
Изучение академической литературы по циклоидному винтовоому редуктору.	-	40	-	60	-	48	48	71
Изучение программного обеспечения для моделирования обработки ANSYS.	-	50	-	70	-	58	58	86
Добавление материалов инструментов и обрабатываемых деталей и подготовка образцов 3D модели заготовок, опор и инструментов в программу ANSYS для эксперимента.	-	5	-	8	-	6,2	6,2	9
Настроить программу по реальным условиям и введение целесообразных критерий исследования.	30	60	40	80	34	68	51	75
Проведение компьютерного эксперимента.	-	5	-	8	-	6,2	6,2	9
Обработка полученных данных.	-	40	-	50	-	44	44	65




Оценка правильности полученных результатов.	3	8	5	10	3,8	8,8	6,3	9
Составление пояснительной записки.	-	20	-	40	-	28	28	41
<b>Итого:</b>	35	230	44	319	40,6	269,2	250,8	370

**Примечание:**

Исп.1 – научный руководитель; Исп.2 – инженер;

На основе таблицы составлен календарный план-график выполнения проекта с использованием диаграммы Ганта (таблица 4.10).

Таблица 4.10 – Диаграмма Ганта.

№	Виды работ	Ис п	$T_{ki}$ , кал дн.	Продолжительность работ												
				январь - март	апрель -июнь	Июль - сентябр ь		Октябрь - декабрь	январь ь							
						1	2		3	4	5	6	7	8	9	10
1	Составление и утверждение темы диссертации, утверждение плана-графика.	Ис п1	2													
2	Календарное планирование выполнения диссертации.	Ис п1 Ис п2	4													
3	Изучение академической литературы по циклоидному	Ис п2	61													

№	Виды работ	Ис п	T <sub>кп</sub> , кал . дн.	Продолжительность работ														
				январь - март	апрель -июнь	Июль - сентябр ь		Октябрь - декабрь		январ ь								
						1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
	винтовоому редуктору.																	
4	Изучение программного обеспечения для моделирования обработки ANSYS	Ис п2	76															
5	Добавление материалов инструментов и обрабатываемых деталей и подготовка образцов 3D модели заготовок, опор и инструментов в программу ANSYS для эксперимента.	Ис п2	7															
6	Настроить программу по реальным условиям и введение целесообразных критерий исследования.	Ис п1 Ис п2	35															
7	Проведение	Ис	9															

№	Виды работ	Ис п	Т <sub>кп</sub> , кал · дн.	Продолжительность работ											
				январь - март	апрель -июнь	Июль - сентябр ь		Октябрь - декабрь		январь ь					
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	компьютерного эксперимента.	п2													
8	Обработка полученных данных.	Ис п2	70												
9	Оценка правильности полученных результатов.	Ис п1 Ис п2	9												
10	Составление пояснительной записки.	Ис п2	45												

**Примечание:**



– Исп. 1 (научный руководитель);



– Исп. 2 (инженер);

### 3.3 Бюджет научно-технического исследования.

При планировании бюджета научно-технического исследования учитывались все виды расходов, связанных с его выполнением. В этой работе использовать следующую группировку затрат по следующим статьям:

- материальные затраты научно-исследовательской работы (НИР);
- затраты на специальное оборудование для экспериментальных работ;
- основная заработная плата исполнителей темы;



- дополнительная заработная плата исполнителей темы;
- отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления);
- накладные расходы НИР.

### 3.3.1 Расчет материальных затрат научно-технического исследования.

Данная часть включает затрат всех материалов, используемых при исследовании. Результаты расчета затрат представлены в таблице 4.11.

Таблица 4.11 – Материальные затраты.

Наименование материалов	Цена за ед., руб.	Кол-во, ед.	Сумма, руб.
Комплекс канцелярских принадлежностей	240	5	1200
Картридж для лазерного принтера	3 490	1	3 490
Офисные бумаги А4 (в форме малой коротки)	690	1	690
Итого:			5380

### 3.3.2 Расчет амортизации специального оборудования

Расчет сводится к определению амортизационных отчислений, так как оборудование было приобретено до начала выполнения данной работы и эксплуатировалось ранее, поэтому при расчете затрат на оборудовании учитываем только рабочие дни по данной теме.

Расчет амортизации проводится следующим образом:

Норма амортизации: рассчитывается по формуле:

$$H_A = \frac{1}{n} \quad (4,6)$$

Где:  $n$  – срок полезного использования в количестве лет.

Амортизация оборудования рассчитывается по формуле:

$$A = \frac{H_A I}{12} \times t \quad (4,7)$$

Где:

$I$  – итоговая сумма, тыс. руб.;  $t$  – время использования, мес.

Таблица 4.12 – Затраты на оборудование

№	Наименование оборудования	Кол-во, шт.	Срок полезного использования, лет	Цены единицы оборудования, тыс. руб.	Общая стоимость оборудования, тыс. руб.
1	ПЭВМ	1	4	66	66
<b>Итого</b>		66 тыс. руб.			

Рассчитывается норма амортизации для ноутбука, с учётом того, что срок полезного использования составляет 4 года (по формуле 4.6):

$$H_A = \frac{1}{n} = \frac{1}{4} = 0,25$$

Общая сумма амортизационных отчислений (по формуле 4.7):

$$A = \frac{H_A I}{12} \times t = \frac{0,25 \times 66000}{12} \times 13 = 17875 \text{ руб}$$

### 3.3.3 Основная заработная плата исполнителей темы

В данном разделе рассчитывается заработная плата инженера и руководителя, помимо этого необходимо рассчитать расходы по заработной плате, определяемые трудоемкостью проекта и действующей системой оклада.

Основная заработная плата одного работника рассчитывается по следующей формуле

$$Z_{осн} = Z_{дн} \times T_p \quad (4,8)$$

Где:

$Z_{дн}$  – среднедневная заработная плата, руб.;

$T_p$  – продолжительность работ, выполняемых работником, раб. дней. (по таблице 4.9 для инженера:  $T_{p2} = 271$  дней, для руководителя:  $T_{p1} = 23$  дней).

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле 4.9:

$$Z_{дн} = \frac{Z_m \times M}{F_d} \quad (4,9)$$

Где:

$Z_m$  – месячный должностной оклад работника, руб.;

$F_d$  – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, раб. Дней (в данном случае  $F_d = 247$  дней);

$M$  – количество месяцев работы без отпуска в течение года (при отпуске в 112 раб. дней,  $M = 8,1$  месяц, 6-дневная рабочая неделя);

Должностной оклад работника за месяц определяется по формуле 4.10:

$$Z_M = Z_{mc} \times (1 + k_{пр} + k_d) \times k_p \quad (4,10)$$

Где:

$Z_{mc}$  – заработная плата, согласно тарифной ставке, руб (для руководителя  $Z_{mc1} = 28600$  руб, а для инженера  $Z_{mc2} = 11280$  руб);

$k_{пр}$  – премиальный коэффициент, равен 0,3;

$k_d$  – коэффициент доплат и надбавок, равен 0,2;

$k_p$  – районный коэффициент, равен 1,3 (для г. Томск);

По формуле 4.10 определяется должностной оклад руководителя за месяц:

$$\begin{aligned} Z_{M1} &= Z_{mc1} \times (1 + k_{пр} + k_d) \times k_p = 28600 \times (1 + 0,3 + 0,2) \times 1,3 \\ &= 55770 \text{ руб} \end{aligned}$$

По формуле 4,10 определяется должностной оклад инженера за месяц:

$$\begin{aligned} Z_{M2} &= Z_{mc2} \times (1 + k_{пр} + k_d) \times k_p = 11280 \times (1 + 0,3 + 0,2) \times 1,3 \\ &= 21996 \text{ руб} \end{aligned}$$

Среднедневная заработная плата у руководителя рассчитывается по формуле 4.9:

$$Z_{дн1} = \frac{Z_M \times M}{F_d} = \frac{55770 \times 8,1}{247} = 1828,89 \text{ руб}$$

Среднедневная заработная плата у инженера рассчитывается по формуле 4.9:

$$Z_{дн2} = \frac{Z_M \times M}{F_D} = \frac{21996 \times 8,1}{247} = 721,33 \text{ руб}$$

Основная заработная плата руководителя рассчитывается по формуле 4,8:

$$Z_{осн1} = Z_{дн1} \times T_{p1} = 1828,89 \times 41 = 74984,49 \text{ руб}$$

Основная заработная плата инженера рассчитывается по формуле 4,8:

$$Z_{осн2} = Z_{дн2} \times T_{p2} = 721,33 \times 270 = 194759,1 \text{ руб}$$

Таким образом, затраты на общую основную заработную плату составляют:

$$Z_{осн\text{ обще}} = Z_{осн1} + Z_{осн2} = 74984,49 + 194759,1 = 269743,59 \text{ руб}$$

Перечисленные информации представляются в таблице 4,14:

Таблица 4.14 – Расчеты основной заработной платы исполнителей

Исполнители НИ	$Z_{мс}, \text{руб}$	$k_{пр}$	$k_d$	$k_p$	$Z_M, \text{руб}$	$Z_{дн}, \text{руб}$	$T_p, \text{дн}$	$Z_{осн}, \text{руб}$
Руководитель	28600	0,3	0,2	1,3	55770	1828,89	41	74984,49
Инженер	11280	0,3	0,2	1,3	21996	721,33	270	194759,1
Итого:								269743,59

### 3.3.4 Дополнительная заработная плата исполнителей темы.

Дополнительная заработная плата определяется по формуле 4.11:

$$Z_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \times Z_{\text{осн}} \quad (4,11)$$

Где:

$Z_{\text{доп}}$  – дополнительная заработная плата;

$Z_{\text{осн}}$  – основная заработная плата;

$k_{\text{доп}}$  – коэффициент дополнительной заработной платы (на стадии проектирования принимаем равным 0,15);

По формуле 4.11 определяется дополнительная заработная плата для руководителя:

$$Z_{\text{доп1}} = k_{\text{доп}} \times Z_{\text{осн}} = 0,15 \times 74984,49 = 11247,67 \text{ руб}$$

По формуле 4.11 определяется дополнительная заработная плата для инженера:

$$Z_{\text{доп2}} = k_{\text{доп}} \times Z_{\text{осн}} = 0,15 \times 194759,1 = 29213,86 \text{ руб}$$

Таким образом, общая дополнительная заработная плата составляет:

$$Z_{\text{доп общ}} = Z_{\text{доп1}} + Z_{\text{доп2}} = 11247,67 + 29213,86 = 40461,53 \text{ руб}$$

### 3.3.5 Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления).

Отчисления во внебюджетные фонды определяются по формуле 4.12:

$$З_{внеб1} = k_{внеб} \times (З_{осн1} + З_{доп1}) \quad (4,12)$$

Где:

$k_{внеб}$  – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды (пенсионный фонд, фонд ОМС и социальное страхование). Общая ставка взносов составляет в 2021 году –30% (ст. 425 НК РФ).

Отчисления во внебюджетные фонды для руководителя определяются по формуле 4.12:

$$\begin{aligned} З_{внеб1} &= k_{внеб} \times (З_{осн1} + З_{доп1}) = 0,3 \times (74984,49 + 11247,67) \\ &= 25869,65 \text{ руб} \end{aligned}$$

Отчисления во внебюджетные фонды для инженера определяются по формуле 4.12:

$$\begin{aligned} З_{внеб2} &= k_{внеб} \times (З_{осн2} + З_{доп2}) = 0,3 \times (194759,1 + 29213,86) \\ &= 67191,89 \text{ руб} \end{aligned}$$

Таким образом, общие затраты на составляется отчисления во внебюджетные фонды:

$$З_{внеб\text{ общ}} = З_{внеб1} + З_{внеб2} = 25869,65 + 67191,89 = 93061,54 \text{ руб}$$

### 3.3.6 Накладные расходы.

Накладные расходы учитывают прочие затраты организации, не попавшие в предыдущие статьи расходов: печать и ксерокопирование материалов исследования, оплата услуг связи, электроэнергии, почтовые и т.д.

Величина накладных расходов определяется по формуле 4.13:

$$Z_{\text{накл}} = (\text{сумма статей } 1 \div 5) k_{\text{нр}} \quad (4,13)$$

Где:

$k_{\text{нр}}$  – коэффициент, учитывающий накладные расходы. Величина коэффициента принимается равной 0,16.

### 3.3.7 Бюджетная стоимость НИР

Группировка затрат по статьям представляется в таблице 4.15:

Таблица 4.15 – Группировка затрат по статьям.

Статьи							
1	2	3	4	5	6	7	8
Материалы, руб	Амортизация, руб	Основная заработная плата, руб	Дополнительная заработная плата, руб	Отчисlenia на социальные нужды, руб	Итого без накладных расходов, руб	Накладные расходы, руб	Стоимость бюджета, руб
5380	17875	269743,59	40461,53	93061,54	430342,66	68854,82	499197,48

На основании полученных данных по отдельным статьям затрат



составляется бюджет НИ «Исследование влияния количества циклов дорнования на формирующиеся остаточные напряжения, точность размера и формы отверстий» по форме, приведенной в таблице 4.16. В таблице также представлено определение бюджета затрат двух конкурирующих научно-исследовательских проектов.

Таблица 4.16 – Группировка затрат по статьям.

№	Наименование статьи	Сумма, руб.		
		Текущий Проект	Исп.2	Исп.3
1	Материальные затраты НИР	5380	9438,45	4800
2	Затраты на специальное оборудование	17875	2475	24712
3	Затраты по основной заработной плате исполнителей темы	269743,59	971582,82	296770,26
4	Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы	40461,53	145737,42	44515,54
5	Отчисления во внебюджетные фонды	93061,54	291474,84	92031,08
6	Накладные расходы	68854,82	85674,86	74052,62
Бюджет затрат НИР		495376,48	1506383,39	536881,50

Где:

Исп.2 – Аналог 1, Исп.3- Аналог 2;

### **3.4 Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования**

Для определения эффективности исследования рассчитан интегральный показатель эффективности научного исследования путем определения интегральных показателей финансовой эффективности и ресурсоэффективности.

**Интегральный показатель финансовой эффективности** научного исследования получен в процессе оценки бюджета затрат трех вариантов исполнения научного исследования. Для этого наибольший интегральный показатель реализации технической задачи принят за базу расчета (как знаменатель), с которым соотносятся финансовые значения по всем вариантам исполнения.

В качестве аналогов данной НИР рассмотрены:

1). Моделирование напряженно-деформированного состояния кулачка и пальцы механизма параллельных кривошипов после вращения профильного колеса;

2). выбор подходящего материала с большой изгибной прочностью для деталей палец;

Интегральный финансовый показатель разработки рассчитывается по формуле 4.14:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп.}i} = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\text{max}}} \quad (4,14)$$

Где:

$I_{\text{финр}}^{\text{исп.}i}$  – интегральный финансовый показатель разработки;

$\Phi_{\text{pi}}$  – стоимость  $i$ -го варианта исполнения;

$\Phi_{\text{max}}$  – максимальная стоимость исполнения из всех вариантов;

По перечисленным вычислениям определяются общие затраты для всех вариантов:

$$\Phi_{\text{текущ.проект}} = 495376,48 \text{ руб},$$

$$\Phi_{\text{исп.1}} = 1506383,39 \text{ руб}$$

$$\Phi_{\text{исп.2}} = 536881,50 \text{ руб},$$

$$\Phi_{\text{max}} = \Phi_{\text{исп.1}} = 1506383,39 \text{ руб}$$

По формуле 4,14 определяется интегральный финансовый показатель для текущего проекта:

$$I_{\text{финр}}^{\text{текущ.проект}} = \frac{\Phi_{\text{текущ.проект}}}{\Phi_{\text{max}}} = \frac{495376,48}{1506383,39} = 0,041$$

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп.1}} = \frac{\Phi_{\text{исп.1}}}{\Phi_{\text{max}}} = \frac{1506383,39}{1506383,39} = 1$$

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп.2}} = \frac{\Phi_{\text{исп.2}}}{\Phi_{\text{max}}} = \frac{536881,50}{1506383,39} = 0,047$$

В результате расчетов интегральных финансовых показателей по трем вариантам разработки текущий проект с меньшим перевесом признан

считается более приемлемым с точки зрения финансовой эффективности.

**Интегральные показатели ресурсоэффективности** всех вариантов определяются путем сравнительной оценки их характеристик, распределенных с учетом весового коэффициента каждого параметра (таблица 4.17).

Таблица 4.17 – Сравнительная оценка характеристик всех вариантов.

Объекты исследования Критерии	Весовой коэффициент параметра	Текущий проект	Исп.2	Исп.3
1. Безопасность при использовании установки	0,25	5	5	4
2. Стабильность работы	0,2	4	4	5
3. Технические характеристики	0,2	5	4	4
4. Механические свойства	0,2	5	4	3
5. Материалоёмкость	0,15	5	5	4
ИТОГО	1	4,8	4,4	4

По данным из таблицы 4.17 определяется интегральный показатели ресурсоэффективности для текущего проекта:

$$I_p^{\text{текущ.проект}} = 0,3 \times 5 + 0,15 \times 4 + 0,2 \times 5 + 0,2 \times 5 + 0,15 \times 5 = 4,85$$

По данным из таблицы 4.17 определяется интегральный показатели ресурсоэффективности для первого конкурентного проекта:

$$I_p^{исп.1} = 0,3 \times 5 + 0,15 \times 4 + 0,2 \times 4 + 0,2 \times 4 + 0,15 \times 5 = 4,45$$

По данным из таблицы 4.17 определяется интегральный показатели ресурсоэффективности для второго конкурентного проекта:

$$I_p^{исп.2} = 0,3 \times 4 + 0,15 \times 5 + 0,2 \times 4 + 0,2 \times 3 + 0,15 \times 4 = 3,95$$

В результате расчетов интегральных показателей ресурсоэффективности по трем вариантам разработки текущий проект с большим перевесом признан считается более приемлемым с точки зрения ресурсной эффективности.

**Интегральные показатели эффективности всех вариантов** вычисляются на основании показателей ресурсоэффективности и интегральных финансовых показателей по формуле 4.15:

$$I_{эф.і} = \frac{I_p^{исп.і}}{I_{финр}^{исп.і}} \quad (4,15)$$

Где:

$I_{эф.і}$  – интегральный показатель эффективности і-ого варианта разработки;

$I_p^{исп.і}$  – интегральный показатель ресурсной эффективности і-ого варианта разработки;

$I_{финр}^{исп.і}$  - интегральный финансовый показатель і-ого варианта разработки;

По формуле 4.15 определяется интегральный показатель эффективности для текущего проекта:

$$I_{эф.текущ.проект} = \frac{I_p^{текущ.проект}}{I_{финр}^{текущ.проект}} = \frac{4,85}{0,041} = 118,29$$

По формуле 4.15 определяется интегральный показатель эффективности для первого конкурентного проекта:

$$I_{эф.исп.1} = \frac{I_p^{исп.1}}{I_{финр}^{исп.1}} = \frac{4,45}{1} = 4,45$$

По формуле 4.15 определяется интегральный показатель эффективности для второго конкурентного проекта:

$$I_{эф.исп.2} = \frac{I_p^{исп.2}}{I_{финр}^{исп.2}} = \frac{3,95}{0,047} = 84,04$$

Далее среднее значение интегрального показателя эффективности каждого варианта НИР сравнивалось с средним значением интегрального показателя эффективности текущего проекта с целью определения сравнительной эффективности проектов (таблица 4.18).

Таблица 4.18 – Сравнительные эффективности разработок.

№ п/п	Показатели	Текущий проект	Исп.2	Исп.3
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0,041	1	0,047
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности разработки	4,85	4,45	3,95

3	Интегральный показатель эффективности	118,29	4,45	84,04
4	Сравнительная эффективность вариантов исполнения	1	0,084	0,748

Сравнение среднего интегрального показателя сопоставляемых вариантов позволило сделать вывод о том, что наиболее финансовым и ресурсным эффективным вариантом является текущий проект. Наш проект является более эффективным по сравнению с конкурентами.

### **Выводы по разделу:**

В результате достижения целей данного раздела можно сделать следующие выводы:

1. Результатом анализа конкурентных технических решений является то, что по сравнению с другими методами выбирается наиболее подходящий и оптимизированный план для выполнения исследовательской работы.
2. В процессе планирования для руководителей и инженеров был разработан график выполнения этапа работ, чтобы вы могли оценивать и планировать рабочее время исполнителей. Определите следующее: общее количество дней для выполнения работы составляет 359 дня; общее количество дней для работы инженера - 271 дней; общее количество дней для работы менеджера - 23 дней;
3. Для оценки стоимости проекта сформирован бюджет проекта в размере 495376,48 руб. ;
4. Результаты оценки эффективности текущего проекта представляются ниже:

1) Значение интегрального финансового показателя текущего проекта составляет 0,041, которое показано, что текущий проект является более выгодным по сравнению с другими вариантами;

2) Значение интегрального показателя ресурсной эффективности текущего проекта составляет 4,85, по сравнению с 4,45 (первого конкурента) и 3,95 (второго конкурента);

3) Значение интегрального показателя эффективности текущего проекта составляет 118,29, по сравнению с 4,45 (первого конкурента) и 84,04 (второго конкурента), которое является наиболее высоким из всех вариантов. Это показано, что текущий проект является наиболее эффективным вариантом исполнения.



## ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА

### «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
4AM91	Цзяо Ян

Школа	ИШНПТ	Отделение (НОЦ)	ОМ
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	15.04.01 Машиностроение

Тема ВКР:

Исследование силовых параметров циклоидально-цевочной передачи с учетом зазора в зацеплении	
<b>Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:</b>	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	<p>Объект исследования: циклоидный редуктор</p> <p>Область применения: машиностроение</p>
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
<p><b>1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</b></p> <p>— специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства;</p> <p>организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.</p>	<p>1) ГОСТ 12.2.033-78 ССБТ. Рабочее место при выполнении работ стоя. Общие эргономические требования.</p> <p>2) ГОСТ 12.2.049-80 ССБТ. Оборудование производственное. Общие эргономические требования.</p> <p>3) ГОСТ 22269-76. Система «человек - машина». Рабочее место оператора. Взаимное расположение элементов рабочего места. Общие эргономические требования.</p> <p>4) ГОСТ 22613-77. Система «человек - машина». Выключатели и переключатели поворотные. Общие эргономические требования.</p> <p>5) ГОСТ 22614-77. Система «человек - машина». Выключатели и переключатели клавишные и кнопочные. Общие эргономические требования.</p> <p>6) ГОСТ 22902-78. Система «человек - машина».</p>

	<p>Отсчетные устройства индикаторов визуальных.</p> <p>Общие эргономические требования.</p> <p>7) ГОСТ Р 50923-96. Дисплеи. Рабочее место оператора. Общие эргономические требования и требования к производственной среде. Методы измерения.</p> <p>8) СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03. Гигиенические требования к персональным электронно-вычислительным машинам и организации работы.</p> <p>1. 9) "Трудовой кодекс Российской Федерации" от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 09.03.2021)</p>		
<p><b>2. Производственная безопасность:</b></p> <p>2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов</p> <p>2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия</p>	<p>Вредные факторы:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. превышение уровня шума;</li> <li>2. недостаточная освещенность рабочей зоны</li> <li>3. Повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека</li> </ol> <p>Опасные факторы:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. статическое электричество и запыленность воздуха рабочей зоны</li> <li>2. повышенная температура поверхностей оборудования</li> <li>3. неравномерность распределения яркости в поле зрения</li> </ol>		
<b>3. Экологическая безопасность:</b>	Утилизация бытовых отходов, стружки		
<b>4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:</b>	<p>Возможные ЧС</p> <p>Стихийные бедствия, воды, терроризм, войны, пожар.</p> <p>Наиболее типичная ЧС: Пожар.</p>		
<table border="1"> <tr> <td>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</td><td>09.09.2019</td></tr> </table>		Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	09.09.2019
Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	09.09.2019		

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Скачкова Лариса Александровна			09.09.2019

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ91	Цзяо Ян		09.09.2019

## **4 Раздел «Социальная ответственность»**

### **Введение**

В данном разделе рассмотрены вопросы, связанные с организацией рабочего места в соответствии с нормами производственной санитарии, техники производственной безопасности и охраны окружающей среды.

В данной работе рассмотрен механизм циклоидного редуктора, который преобразовывает входящий в него крутящий момент. Механизм является продуктом

производства. Работа, предполагает использование персональной электронно–вычислительной машины – персонального компьютера (ПК).

Работа представляет собой сбор информации, её обработка, проведение расчётов. А также составление рекомендаций, на основе полученных данных. Выполняется в закрытом помещении (кабинет, аудитория) на персональном компьютере, с помощью которого обрабатывается вся информация.

Во время работы автору требуются значительные затраты умственной, эмоциональной и физической энергии. Это потребовало комплексного решения проблем эргономики, гигиены и организации труда, регламентации режимов труда и отдыха.

Большое значение имеет рациональная конструкция и расположение элементов рабочего места, что важно для поддержания оптимальной рабочей позы человека – оператора.

Следует отметить, что меры по охране труда при работе с персональным компьютером должны носить комплексный характер и включать в себя полный спектр работ, направленных на ликвидацию источников вреда.

В данном разделе выпускной работы рассматриваются следующие вопросы:

- организация рабочего места пользователя ПЭВМ;
- определение оптимальных условий труда пользователя ПЭВМ. Рабочее место оборудовано персональным компьютером и жидкокристаллическим монитором.

Также необходимо учитывать возможность чрезвычайных ситуаций. Так как лаборатория находится в городе Томске, наиболее типичной ЧС является мороз. Так же, в связи с неспокойной ситуацией в мире, одной из возможных ЧС может быть диверсия.

#### **4.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности труда**

Законодательство РФ об охране труда основывается на Конституции РФ и состоит из федерального закона, других федеральных законов и иных нормативных правовых актов субъектов РФ. За состоянием безопасности труда установлены строгие государственный, ведомственный и общественный надзор и контроль. Согласно ГОСТ 12.2.032-78 конструкция рабочего места и взаимное расположение всех его элементов должно соответствовать антропометрическим, физическим и психологическим требованиям.

Необходимыми требованиями являются обеспечение условий для

безопасного ведения работ, соблюдение норм и правил техники безопасности, правил работы с электрооборудованием. Необходимо следить за концентрацией вредных веществ в воздухе, исправностью проводки, изоляции кабелей и пр., чтобы не допустить возникновения пожароопасных и взрывоопасных ситуаций.

Рабочее место, хорошо приспособленное к трудовой деятельности работника, правильно и целесообразно организованное, в отношении пространства, формы, размера обеспечивает ему удобное положение при работе и высокую производительность труда при наименьшем физическом и психическом напряжении.

#### **4.2 Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды**

В лаборатории, где находятся различные электроустановки, магнетрон, а также используется смазка. Используя ГОСТ 12.0.003-2015, можно выделить ряд факторов, приведенных в таблице 5.1. Так же приведены источники факторов и нормативные документы, регламентирующие действие каждого фактора

Таблица 5.1 Возможные опасные и вредные факторы

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ			Нормативные документы
	Разработка	Изготовлен	Эксплуатац	
1.Отклонение показателей	+	+	+	1. ГОСТ 12.2.049-80 ССБТ. Оборудование производственное.

микроклимата				Общие эргономические требования 2.СНиП 23-05-95 Естественное и искусственное освещение 3.ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности. 3.ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. 4.ГОСТ 12.1.012-90 ССБТ. Вибрационная болезнь. Общие требования 5.ГОСТ 12.1.029-80 ССБТ. Средства и методы защиты от шума. Классификация. 6.ГОСТ 12.1.030-81 ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление, зануление.
2.Анализ освещенности рабочей зоны	+	+	+	
3.Анализ уровня шума		+		
4.Анализ естественного света		+	+	
5.Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды	+	+	+	

#### 4.2.1 Отклонение показателей микроклимата

Микроклимат в производственных условиях определяется следующими параметрами:

- 1) температура воздуха;
- 2) относительная влажность воздуха;
- 3) скорость движения воздуха.

При высокой температуре воздуха в помещении кровеносные сосуды кожи расширяются, происходит повышенный приток крови к поверхности тела, и выделение тепла в окружающую среду значительно увеличивается.

При низкой температуре окружающего воздуха реакция человеческого организма иная: кровеносные сосуды кожи сужаются, приток крови к поверхности тела замедляется, и теплоотдача конвекцией и излучением уменьшается. Таким образом, для теплового самочувствия человека важно определенное сочетание температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне.

Повышенная влажность воздуха ( $\varphi > 85\%$ ) затрудняет терморегуляцию организма, т.к. происходит снижения испарения пота, а пониженная влажность ( $\varphi < 20\%$ ) вызывает пересыхание слизистых оболочек дыхательных путей.

Оптимальные и допустимые показатели температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений должны соответствовать значениям, приведенным в таблице 1 [ГОСТ 12.1.005-88].

Для обеспечения оптимальных и допустимых показателей микроклимата в холодный период года следует применять средства защиты рабочих мест от остекленных поверхностей оконных проемов, чтобы не было охлаждения. В теплый период года необходимо предусмотреть защиту от попадания прямых солнечных лучей.

Работы делятся на три категории тяжести на основе общих энергозатрат организма. Работа, относящаяся к инженерам – разработчикам, относится к категории легких работ. Допустимые значения микроклимата для этого случая даны в таблице.

## Требования к микроклимату

Период года	Категория работы	Температура, °С	Относительна я влажность,	Скорость движения воздуха, м/с
Холодный	средняя	19 – 24	15 - 75	$\leq 0.1$
Теплый	средняя	20 - 28	15 - 75	$\leq 0.2$

Одними из основных мероприятий по оптимизации микроклимата и состава воздуха в производственных помещениях являются обеспечение надлежащего воздухообмена и отопления, тепловая изоляция нагретых поверхностей оборудования, воздухопроводов и гидротрубопроводов.

#### 4.2.2. Анализ освещенности рабочей зоны

Согласно СНиП 23-05-95 в лаборатории, где происходит периодическое наблюдение за ходом производственного процесса при постоянном нахождении людей в помещении освещенность при системе общего освещения не должна быть ниже 150 Лк.

Правильно спроектированное и выполненное освещение обеспечивает высокий уровень работоспособности, оказывает положительное психологическое действие на человека и способствует повышению производительности труда.

На рабочей поверхности должны отсутствовать резкие тени, которые создают неравномерное распределение поверхностей с различной яркостью в



поле зрения, искажает размеры и формы объектов различия, в результате повышается утомляемость и снижается производительность труда.

Для защиты от слепящей яркости видимого излучения (факел плазмы в камере с катализатором) применяют защитные очки, щитки, шлемы. Очки на должны ограничивать поле зрения, должны быть легкими, не раздражать кожу, хорошо прилегать к лицу и не покрываться влагой.

Расчёт общего равномерного искусственного освещения горизонтальной рабочей поверхности выполняется методом коэффициента светового потока, учитывающим световой поток, отражённый от потолка и стен. Длина помещения  $A = 6$  м, ширина  $B = 5$  м, высота = 3,5 м. Высота рабочей поверхности над полом  $h_p = 1,0$  м. Согласно СНиП 23-05-95 необходимо создать освещенность не ниже 200 лк, в соответствии с разрядом зрительной работы.

Площадь помещения:

$$S = A \times B,$$

где  $A$  – длина, м;

$B$  – ширина, м.

$$S = 6 \times 5 = 35 \text{ м}^2$$

Коэффициент отражения свежепобеленных стен с окнами, без штор  $\rho_c = 50\%$ , свежепобеленного потолка  $\rho_{\Pi} = 70\%$ . Коэффициент запаса, учитывающий загрязнение светильника, для помещений с малым выделением пыли равен  $K_z = 1,5$ . Коэффициент неравномерности для люминесцентных

ламп  $Z = 1,1$ .

Выбираем лампу белой цветности ЛБ-40, световой поток которой равен  $\Phi_{\text{лд}} = 2800 \text{ Лм}$ .

Выбираем светильники с люминесцентными лампами типа ОДОР-2-40. Этот светильник имеет две лампы мощностью 40 Вт каждая, длина светильника равна 1227 мм, ширина – 265 мм.

Интегральным критерием оптимальности расположения светильников является величина  $Z$ , которая для люминесцентных светильников с защитной решёткой лежит в диапазоне 1,1–1,3. Принимаем  $Z = 1,1$ , расстояние светильников от перекрытия (свес)  $h_c = 0,4 \text{ м}$ .

Высота светильника над рабочей поверхностью определяется по формуле:

$$h = h_n - h_p,$$

где  $h_n$  – высота светильника над полом, высота подвеса,

$h_p$  – высота рабочей поверхности над полом.

Наименьшая допустимая высота подвеса над полом для двухламповых светильников ОДОР:  $h_n = 3,5 \text{ м}$ .

Высота светильника над рабочей поверхностью определяется по формуле:

$$h = H - h_p - h_c = 3,5 - 1 - 0,6 = 1,9 \text{ м}$$

Расстояние между соседними светильниками или рядами определяется по формуле:

$$L = \lambda \cdot h = 1,1 \cdot 1,9 = 2,09 \text{ м}$$

Число рядов светильников в помещении:

$$Nb = \frac{B}{L} = \frac{5}{2,09} = 2,39 \approx 2$$

Число светильников в ряду:

$$Na = \frac{A}{L} = \frac{6}{2,09} \approx 3$$

Общее число светильников:

$$N = Na \cdot Nb = 2 \cdot 3 = 6$$

Расстояние от крайних светильников или рядов до стены определяется по формуле:

$$l = \frac{L}{3} = \frac{2,09}{3} = 0,7 \text{ м}$$

Размещаем светильники в два ряда. На рисунке 30 изображен план помещения и размещения светильников с люминесцентными лампами.

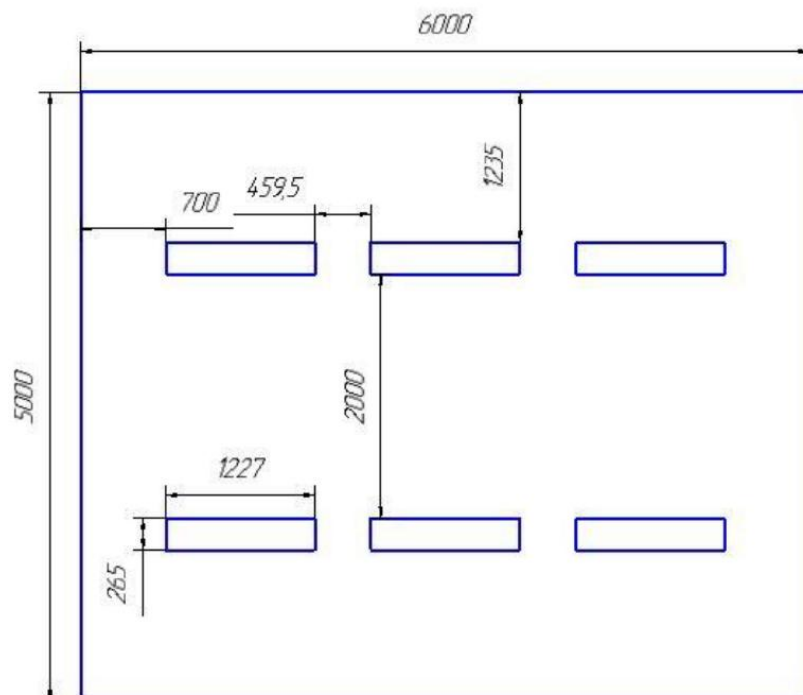


Рис. 33 – План помещения и размещения светильников с люминесцентными лампами.

Индекс помещения определяется по формуле:

$$i = \frac{A \cdot B}{h \cdot (A + B)} = \frac{6 \cdot 5}{1,9 \cdot (6 + 5)} = \frac{30}{20,9} = 1,4$$

Коэффициент использования светового потока, показывающий какая часть светового потока ламп попадает на рабочую поверхность, для светильников типа ОДОР с люминесцентными лампами при  $\rho_{\text{п}} = 70 \%$ ,  $\rho_{\text{с}} = 50\%$  и индексе помещения  $i = 1,4$  равен  $\eta = 0,47$ . Потребный световой поток группы люминесцентных ламп светильника определяется по формуле:

$$\Phi_{\text{п}} = \frac{E \cdot A \cdot B \cdot K_z \cdot Z}{N \cdot \eta} = \frac{300 \cdot 6 \cdot 5 \cdot 1,5 \cdot 1,1}{12 \cdot 0,47} = 2632,98 \text{ лм}$$

Делаем проверку выполнения условия:

$$-10\% \leq \frac{\Phi_{\text{лд}} - \Phi_{\text{п}}}{\Phi_{\text{лд}}} \cdot 100\% \leq 20\%;$$
$$\frac{\Phi_{\text{лд}} - \Phi_{\text{п}}}{\Phi_{\text{лд}}} \cdot 100\% = \frac{2800 - 2632,98}{2800} \cdot 100\% = 5,97\%$$

Таким образом:  $-10\% \leq 5,97\% \leq 20\%$  , необходимый световой поток светильника не выходит за пределы требуемого диапазона.

#### 4.2.3. Анализ уровня шума

Вентиляция производственных помещений предназначена для уменьшения запыленности, задымленности и очистки воздуха от вредных выделений производства, а также для сохранности оборудования. Она служит одним из главных средств оздоровления условий труда, повышения производительности и предотвращения опасности профессиональных

заболеваний. Система вентиляции обеспечивает снижение содержания в воздухе помещения пыли, газов до концентрации, не превышающей ПДК. Проветривание помещения проводят, открывая форточки. Проветривание помещений в холодный период года допускается не более однократного в час, при этом нужно следить, чтобы не было снижения температуры внутри помещения ниже допустимой. Воздухообмен в помещении можно значительно сократить, если улавливать вредные вещества в местах их выделения, не допуская их распространения по помещению. Для этого используют приточно-вытяжную вентиляцию. Кратность воздухообмена не ниже 3.

Предельно допустимый уровень (ПДУ) шума – это уровень фактора, который при ежедневной (кроме выходных дней) работе, но не более 40 часов в неделю в течение всего рабочего стажа, не должен вызывать заболеваний или отклонений в состоянии здоровья, обнаруживаемых современными методами исследований в процессе работы или в отдаленные сроки жизни настоящего и последующих поколений. Соблюдение ПДУ шума не исключает нарушения здоровья у сверхчувствительных лиц. Допустимый уровень шума ограничен ГОСТ 12.1.003-83 и СанПиН 2.2.4/2.1.8.10-32-2002. Максимальный уровень звука постоянного шума на рабочих местах не должно превышать 80 дБА. В нашем случае этот параметр соответствовал значению 75 дБА. При значениях выше допустимого уровня необходимо предусмотреть СКЗ и СИЗ.

## **СКЗ**

- устранение причин шума или существенное его ослабление в источнике образования;
- изоляция источников шума от окружающей среды средствами звуко- и виброизоляции, звуко- и вибропоглощения;
- применение средств, снижающих шум и вибрацию на пути их распространения;

## **СИЗ**

применение спецодежды, спецобуви и защитных средств органов слуха: наушники, беруши, антифоны.

## **Расчет уровня шума**

Одним из неблагоприятных факторов производственной среды в ИВЦ является высокий уровень шума, создаваемый печатными устройствами, оборудованием для кондиционирования воздуха, вентиляторами систем охлаждения в самих ЭВМ.

Для решения вопросов о необходимости и целесообразности снижения шума необходимо знать уровни шума на рабочем месте оператора. Уровень шума, возникающий от нескольких некогерентных источников, работающих одновременно, подсчитывается на основании принципа энергетического суммирования излучений отдельных источников:

где  $L_i$  – уровень звукового давления  $i$ -го источника шума;

$n$  – количество источников шума.

Полученные результаты расчета сравниваются с допустимым значением уровня шума для данного рабочего места. Если результаты расчета выше

допустимого значения уровня шума, то необходимы специальные меры по снижению шума. К ним относятся: облицовка стен и потолка зала звукопоглощающими материалами, снижение шума в источнике, правильная планировка оборудования и рациональная организация рабочего места оператора.

Уровни звукового давления источников шума, действующих на оператора на его рабочем месте, представлены в таблице 28.

Таблица №20

Уровни звукового давления различных источников.

Источник шума	Уровень шума, дБ
Жесткий диск	40
Вентилятор	45
Монитор	17
Клавиатура	10
Принтер	45
Сканер	42

Обычно рабочее место оператора оснащено следующим оборудованием: винчестер в системном блоке, вентилятор(ы) систем охлаждения ПК, монитор, клавиатура, принтер и сканер.

Подставив значения уровня звукового давления для каждого вида оборудования в формулу, получим:

$$L_{\Sigma}=10 \cdot \lg(10^4+10^{4,5}+10^{1,7}+10^1+10^{4,5}+10^{4,2}) = 49,5 \text{ дБ}$$

Полученное значение не превышает допустимый уровень шума для рабочего места оператора, равный 65 дБ (ГОСТ 12.1.003-83). И если учесть, что вряд ли такие периферийные устройства как сканер и принтер будут использоваться одновременно, то эта цифра будет еще ниже. Кроме того, при работе принтера непосредственное присутствие оператора необязательно, т.к. принтер снабжен механизмом автоподачи листов.

#### **4.2.4 Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды**

##### **Факторы электрической природы**

Электробезопасность представляет собой систему организационных и технических мероприятий и средств, обеспечивающих защиту людей от вредного и опасного воздействия электрического тока, электрической дуги, электромагнитного поля и статистического электричества.

Действующими правилами устройства электроустановок (ПУЭ) все помещения подразделены на следующие три класса:

I. Помещения без повышенной опасности: сухие, с нормальной температурой воздуха, с токонепроводящими полами.

II. Помещения с повышенной опасностью: сырые с относительной влажностью воздуха (длительной) более 75%; жаркие с температурой воздуха, длительно превышающей +30°C; с полами из токопроводящих материалов; с большим количеством выделяющейся токопроводящей технологической пыли, оседающей на проводах и проникающей внутрь электроустановок; с размещением электроустановок с металлическими



корпусами, имеющих соединение с землей, металлоконструкций зданий и технологического оборудования, допускающих одновременное соприкосновение с ними.

III. Помещения особо опасные: особо сырые с относительной влажностью воздуха, близкой к 100%, химически активной средой, одновременным наличием двух и более условий, свойственных помещениям с повышенной опасностью.

В нашем случае, рабочий кабинет не имеет токопроводящий пол и т.п. опасные среды повышенной опасности. Поэтому помещения относятся к I классу опасности поражения электрическим током.

При подключении локального заземления к нейтрали трансформатора / генератора в системе TN суммарное сопротивление заземления (локального + всех повторных + заземления трансформатора / генератора) должно быть не более **4 Ом** (ПУЭ 1.7.101). Напряжение составляет менее **36 В**. Сила тока должна быть менее **0,1 ампера**.

### **СКЗ**

- защита временем;
- защита расстоянием;
- снижение интенсивности излучения непосредственно в самом источнике излучения;
- экранирование источника;
- защита рабочего места от излучения;

### **СИЗ**

- часто включать и выключать компьютер без необходимости,
- прикасаться к экрану и к тыльной стороне блоков компьютера,
- работать на средствах вычислительной техники и периферийном оборудовании мокрыми руками,
- работать на средствах вычислительной техники и периферийном оборудовании, имеющих нарушения целостности корпуса, нарушения изоляции проводов,
- неисправную индикацию включения питания, с признаками
- класть на средства вычислительной техники и периферийное оборудование посторонние предметы.
- Запрещается под напряжением очищать от пыли и загрязнения электрооборудование.
- Запрещается проверять работоспособность электрооборудования в непригодных для эксплуатации помещениях с токопроводящими полами, сырых, не позволяющих заземлить доступные металлические части.
- При обнаружении неисправности немедленно обесточить электрооборудование. Продолжение работы возможно только после устранения неисправности.
- При обнаружении оборвавшегося провода необходимо немедленно принять меры по исключению контакта с ним людей. Прикосновение к проводу опасно для жизни.
- Во всех случаях поражения человека электрическим током немедленно вызывают врача.

- До прибытия врача нужно, не теряя времени, приступить к оказанию первой помощи пострадавшему.
- После окончания работы необходимо обесточить все средства вычислительной техники и периферийное оборудование.
- В случае непрерывного производственного процесса необходимо оставить включенными только необходимое оборудование.

### **Факторы пожарной и взрывной природы**

По взрывопожарной и пожарной опасности помещения подразделяются на категории А, Б, В1 - В4, Г и Д, а здания - на категории А, Б, В, Г и Д. По пожарной опасности наружные установки подразделяются на категории  $A_n$ ,  $B_n$ ,  $V_n$  и  $D_n$ .

Согласно НПБ 105-03 лаборатория относится к категории Г - негорючие вещества и материалы в горячем, раскаленном или расплавленном состоянии, процесс обработки которых сопровождается выделением лучистого тепла, искр и пламени; горючие газы, жидкости и твердые вещества, которые сжигаются или утилизируются в качестве топлива.

По степени огнестойкости данное помещение относится к 1-й степени огнестойкости по СНиП 2.01.02-85 (выполнено из кирпича, которое относится к трудно сгораемым материалам). Возникновение пожара при работе с электронной аппаратурой может быть по причинам как электрического, так и неэлектрического характера.

Причины возникновения пожара неэлектрического характера:

а) халатное неосторожное обращение с огнем (оставленные без присмотра нагревательные приборы, использование открытого огня);

б) утечка метана (при концентрации в воздухе от 4,4 % до 17 % метан взрывоопасен).

Причины возникновения пожара электрического характера: короткое замыкание, перегрузки по току, искрение и электрические дуги, статическое электричество и т. п.

Для устранения причин возникновения и локализации пожаров в помещении лаборатории должны проводиться следующие мероприятия:

а) использование только исправного оборудования;

б) проведение периодических инструктажей по пожарной безопасности;

д) отключение электрооборудования, освещения и электропитания при предполагаемом отсутствии обслуживающего персонала или по окончании работ;

е) курение в строго отведенном месте;

ж) содержание путей и проходов для эвакуации людей в свободном состоянии.

Для локализации или ликвидации загорания на начальной стадии используются первичные средства пожаротушения. Первичные средства пожаротушения обычно применяют до прибытия пожарной команды.

Огнетушители водо-пенные (ОХВП-10) используют для тушения очагов пожара без наличия электроэнергии. Углекислотные (ОУ-2) и порошковые огнетушители предназначены для тушения электроустановок, находящихся

под напряжением до 1000 В. Кроме того, порошковые применяют для тушения документов.

Для тушения токоведущих частей и электроустановок применяется переносной порошковый огнетушитель, например ОП-5.

В общественных зданиях и сооружениях на каждом этаже должно размещаться не менее двух переносных огнетушителей. Огнетушители следует располагать на видных местах вблизи от выходов из помещений на высоте не более 1,35 м. Размещение первичных средств пожаротушения в коридорах, переходах не должно препятствовать безопасной эвакуации людей.

Здание должно соответствовать требованиям пожарной безопасности, а именно, наличие охранно-пожарной сигнализации, плана эвакуации, порошковых или углекислотных огнетушителей с поверенным клеймом, табличек с указанием направления к запасному (эвакуационному) выходу (рис.34).

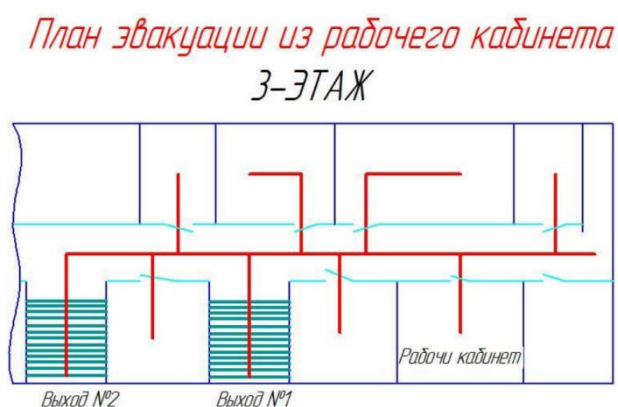


Рис. 34 Пути эвакуации.

#### **4.3. Экологическая безопасность**

В данном подразделе рассматривается характер воздействия

проектируемого решения на окружающую среду.

Экологическая безопасность – это допустимый уровень негативного воздействия со стороны природных и антропогенных факторов экологической опасности на окружающую среду и человека.

Образование отходов является неотъемлемой частью производственных процессов. Отходы загрязняют окружающую среду и образуют высокие концентрации токсичных веществ.

Решения по обеспечению экологической безопасности:

1. для литосферы – вывоз твердых бытовых отходов, с последующей переработкой;
2. для атмосферы – проведение ежедневной влажной уборки на рабочем месте и проветривание помещения.

В аудитории, где проводилась основная работа над ВКР, источником загрязнения окружающей среды являются люминесцентные лампы, с помощью которых реализовано освещение. В трубках люминесцентных ламп содержится от 3 до 5 мг ртути. ЛЛ относятся к первому классу токсичных отходов и являются чрезвычайно опасными, они требуют специальной утилизации.

Для обеспечения экологической безопасности возможны пути решения проблем в соответствии с ГОСТ Р 14.01-2005. [3]

Необходимо утилизировать средства освещения. Все известные сегодня

способы утилизации люминесцентных ламп очень трудоемки, опасны, энергозатратны и экономически нецелесообразны: стоимость подобной операции практически сравнима со стоимостью новой лампы. Специальный химический раствор позволяет полностью удалить все опасные компоненты люминофорного слоя со стекла, и после дальнейшей переработки, использовать их повторно, как, впрочем, и само стекло.

#### **4.4 Охрана окружающей среды**

##### **4.4.1 Утилизация картриджей**

Различными большими компаниями-производителями предлагается утилизация картриджей бесплатно. Оптовым покупателям предоставляется специальная тара для хранения отработанных изделий. При ее полном заполнении производится сбор и дальнейшая утилизация.

Отработанное оборудование также может сдаваться в специализированные сервисные центры, где выдается, при необходимости, соответствующая документация об утилизации. Еще сбором вышедших из употребления картриджей могут заниматься организации-поставщики оргтехники и специализированные компании, производящие уничтожение опасных отходов.

Сейчас утилизация б/у картриджей проводится несколькими способами. Наиболее распространенный – переработка с последующим использованием для новых изделий. Многие компании-производители собранные отработанные изделия передают дочерним перерабатывающим организациям. Они проводят чистку, необходимый ремонт, замену изношенных деталей,

заправку. Готовые для вторичного использования картриджи предлагаются покупателям под другим брендом.

Другой способ – разложение. Он делится на механическую и термическую составляющую. Отработанное изделие разбирается в производственных условиях на комплектующие, которые далее сортируются и утилизируются частями. Инновационные технологии позволяют делать это с высокой эффективностью и минимальным вредом для окружающей среды.

Так, остатки тонера подвергаются термическому воздействию (при 1000°C). Такая высокая температура обеспечивает полное разложение исходных вредных веществ с образованием новых нетоксичных. Пластиковые части гранулируются (механически дробятся), а далее переплавляются, и используется далее в качестве вторсырья.

Утилизация отработанных картриджей – это значительный вклад в экологическую чистоту окружающей среды.

#### **4.4.2 Утилизация люминесцентных ламп**

Перегоревшие люминесцентные лампы можно отнести в свой районный ДЕЗ или РЭУ, где установлены специальные контейнеры. Там их должны бесплатно принять. Основанием для того, чтобы в ДЕЗе приняли у вас лампы, является распоряжение правительства Москвы «Об организации работ по централизованному сбору, транспортировке и переработке отработанных ртутьсодержащих люминесцентных и компактных люминесцентных ламп» от 19 мая 2010 года № 949-ПП.

#### **4.4.3 Утилизация макулатуры**



Сегодня бумага составляет примерно 40 % от общего числа твердых отходов. Однако попадая в один контейнер вместе с прочим утилем, она неизбежно становится мусором, не пригодным для вторичного использования.

Не перемешивать бумагу с остальным мусором. Сбирать в отдельный урну или контейнер, и сдать в пункт переработки макулатуры.

Важно понимать, что не все бумажные отходы подлежат переработке. Из 12 марок макулатуры, служащей сырьем, учитываются вид, цвет, состав каждой. Изделия с глянцевым или ламинированным покрытием, содержащие элементы металла или пластика, отсыревшие или обгоревшие, а также изготовленные из вторсырья (например, лотки для яиц) не относятся к категории вторичных ресурсов. Такие отходы, а также уничтожение документов нуждаются в особом виде утилизации. К макулатуре относятся гофро-тара, газеты, книги и тетради, писчая и чертежная бумага и прочие изделия полиграфической продукции, которые впоследствии становятся сырьем для производства картона, оберточной бумаги и упаковки (изготовление крафт-пакетов), теплоизоляционных и кровельных материалов. По самым скромным подсчетам 70 видов бумаги и картона, производимых в России, изготавливаются на основе макулатуры.

#### **4.5. Защита в ЧС**

Производство находится в городе Томске с континентально-циклоническим климатом. Природные явления

(землетрясения, наводнения, засухи, ураганы и т. д.), в данном городе отсутствуют.

Возможными ЧС на объекте в данном случае, могут быть сильные морозы и диверсия.

Для Сибири в зимнее время года характерны морозы. Достижение критически низких температур приведет к авариям систем теплоснабжения и жизнеобеспечения, приостановке работы, обморожениям и даже жертвам среди населения. В случае переморозки труб должны быть предусмотрены запасные обогреватели. Их количества и мощности должно хватать для того, чтобы работа на производстве не прекратилась.

Чрезвычайные ситуации, возникающие в результате диверсий, возникают все чаще.

Зачастую такие угрозы оказываются ложными. Но случаются взрывы и в действительности.

Для предупреждения вероятности осуществления диверсии предприятие необходимо оборудовать системой видеонаблюдения, круглосуточной охраной, пропускной системой, надежной системой связи, а также исключения распространения информации о системе охраны объекта, расположении помещений и оборудования в помещениях, системах охраны, сигнализаторах, их местах установки и количестве. Должностные лица раз в полгода проводят тренировки по отработке действий на случай экстренной эвакуации.

#### **4.6.Заключения**

В разделе «Социальная ответственность» был произведен анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды, 94 вредных веществ, производственного шума, освещенность помещения, пожарной безопасности, защита в ЧС.

### **Список литературы**

1. Ли Лисин. Силовой анализ планетарной передачи с циклоидным штифтом [J]. Китайский журнал машиностроения, 1986 (1): 77-79.
2. Беляев А.Е. Механические передачи с промежуточными телами повышенной долговечности и точности. – Томск. Изд-во ТПИ, 1986. – 60 с.
3. А. Е. Беляев. Механические передачи с шариковыми промежуточными телами. Томск: ТПУ, 1992.-231с.
4. А. Е. Беляев. Механические роликовые передачи. Новоуральск: 1994.- 120с.
- 5.Ефременков Е.А. Разработка и проектирование передач с промежуточными телами качения нового вида // Известия Томского политехнического университета. – 2005. – Т. 308. – №1. – С. 131-135.
6. ОСТ 54 30013-83 Электромагнитные излучения СВЧ. Предельно допустимые уровни облучения. Требования безопасности
7. СТ 12.4.154-85 “ССБТ. Устройства экранирующие для защиты от электрических полей промышленной частоты”

8. ГН 2.2.5.1313-03 Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны
9. СанПиН 2.2.4/2.1.8.055-96 "Электромагнитные излучения радиочастотного диапазона (ЭМИ РЧ)".
10. СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.
11. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278-03. Гигиенические требования к естественному, искусственному и совмещенному освещению жилых и общественных зданий.
12. СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки.
13. ГОСТ 12.4.123-83. Средства коллективной защиты от инфракрасных излучений. Общие технические требования.
14. ГОСТ Р 12.1.019-2009. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты.
15. ГОСТ 12.1.030-81. Электробезопасность. Защитное заземление. Зануление.
16. ГОСТ 12.1.004-91. Пожарная безопасность. Общие требования. ГОСТ 12.2.037-78. Техника пожарная. Требования безопасности
17. СанПиН 2.1.6.1032-01. Гигиенические требования к качеству атмосферного воздуха
18. ГОСТ 30775-2001 Ресурсосбережение. Обращение с отходами. Классификация, идентификация и кодирование отходов.
19. СНиП 21-01-97. Противопожарные нормы.

20. ГОСТ 12.4.154. Система стандартов безопасности труда. Устройства экранирующие для защиты от электрических полей промышленной частоты. Общие технические требования, основные параметры и размеры
21. СНиП 23-05-95 "Естественное и искусственное освещение"
22. "Трудовой кодекс Российской Федерации" от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 09.03.2021)
23. Lee Lisin. Force analysis of planetary gear with cycloid pin [J]. Chinese Engineering Journal 1986 (1): 77-79.
24. Thomas W. Modellbildung und Simulation: Mit einer Einfuhrung in ANSYS Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010: p. 465.
25. Dettmar J. A Finite Element Implementation of Mooney-Rivlin's Strain Energy Function In Abaqus. 2000: p. 25.
26. Birman, V. and L.W. Byrd, Modeling and analysis of functionally graded materials and structures. Applied mechanics reviews, 2007. 60(5): p. 195-216.
27. Efremenkov E.A. Development and design of gears with intermediate rolling bodies of a new type // Bulletin of the Tomsk Polytechnic university. - 2005. - T. 308. - No. 1. - S. 131-135.
28. An I-Kan, Il'in A S, Lazurkevich A V 2016 IOP Conference Series: Mechanics and Engeneering. (Part 1).
29. An I-Kan, Il'in A S, Lazurkevich A V 2016 IOP Conference Series: Mechanics and Engeneering. (Part 2).

## 5.Раздел ВКР на иностранном языке

### Characteristics of the mechanism of the cycloidal helical gear

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4AM91	Цяо Ян		25.05.21

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Алфёрова Е.А.	к.ф.-м.н.		25.05.21

Консультант-лингвист отделения иностранных языков ШБИП

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Айкина Т.Ю.	к.ф.н.		25.05.21

## Introduction

Cycloidal cylindrical planetary gear refers to single-tooth varieties of planetary gears. The main difference between this gear and involute gear is that the gear tooth profile is not involute, but cycloidal. The cycloidal profile of the transmission tooth has the following advantages:

1. There is no problem of interference and overlapping of the tooth profiles;
2. At the same time, about half of the teeth are in engagement (the practical value is slightly less due to the geometric parameters), therefore the degree of overlap is high, and the permissible load is high (there is a possibility of working in short-term overloads);
3. Its engagement angle is about  $40^\circ$ , which is more than the engagement angle of the involute single-tooth planetary gear ( $20^\circ$ ). This reduces the stress on the shaft, improves transmission smoothness and extends bearing life.

Compared to conventional involute gears and worm gears, under the same conditions for power transmission, speed and gear ratio, this type of transmission has significant advantages in terms of external dimensions, load capacity, service life and efficiency.

The cycloidal planetary gear with pins refers to the planetary gear of the K-H-V type (Fig.1.1), which consists of 4 main elements:

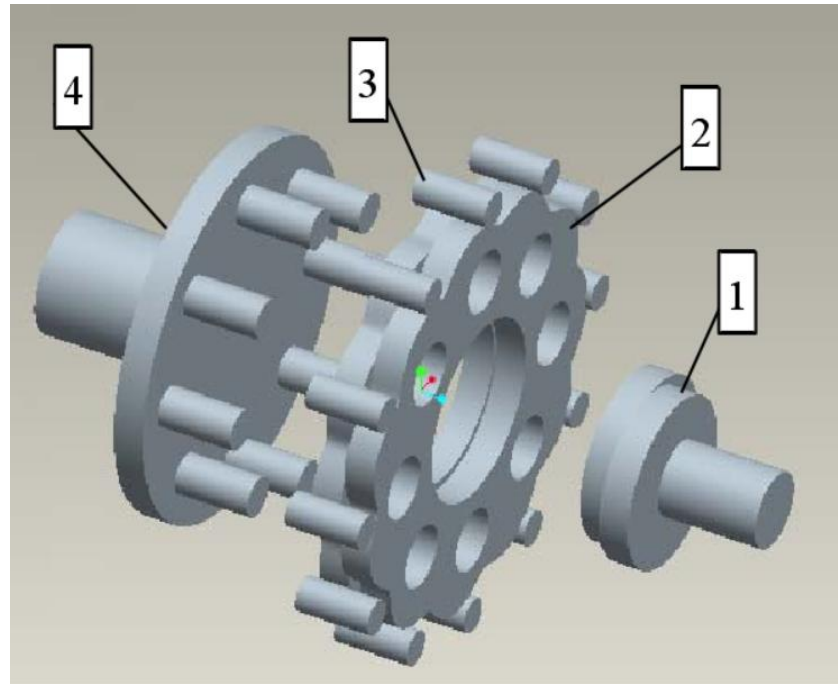


Figure 1-1 Block diagram of the mechanism with a cycloidal-pinned gearing.

1. The planetary carrier (wave generator) consists of an input shaft and an eccentric bushing. A double eccentric bushing is mounted on the input shaft, offset by  $180^\circ$  and forming an H-shaped mechanism.

2. A cycloid gear, the tooth profile of which is usually an internal equidistant curve of a short external cycloid. To achieve static balancing of the input shaft and increase load capacity, two identical odd-tooth cycloidal wheels are often used, mounted on a double eccentric bushing. The rolling bearing is installed between the cycloidal wheel and the eccentric bushing, which is called the generator bearing. Rolling bearings without an outer ring are commonly used, and the inner surface of the cycloidal gear is directly used as a raceway.

3. The central wheel (lantern) consists of a set of stubs (usually fitted with needle roller bushings) located on the circumference of the stub radii.

4. Output W-mechanism. It is a parallel crank mechanism required to convert the



planetary rotation of the cycloid gear to coaxial rotation of the output shaft.

When the input shaft makes one revolution with the eccentric bushing, the cycloidal gear rolls one tooth over the lantern. When the input shaft rotates forward one cycle, the eccentric sleeve also rotates one cycle, and the cycloid rotates the ring gear in the opposite direction, thereby decelerating, and then the low-speed rotary motion of the cycloid is transmitted to the output shaft using the output mechanism W.

### **The principle of dual-circuit cycloid drives**

According to the kinematic method of the theory of gear geometry, the contour of the tooth of an engaging object can be obtained based on the initial contour of the tooth and a given relative motion: the points on the profile of the mating tooth of the mesh are the results of the transformation of the coordinates of the points on the original profile of the tooth that satisfies the grid equation. The meshing equation is as

$$\phi = n_q \cdot v_q^{(ab)} = 0 \quad (1)$$

where  $n_q$  is the unit normal vector of the tooth profile at the point of engagement in the  $q$  coordinate system; it represents the relative velocity of element a relative to element b at the point of engagement in the  $q$  coordinate system.

A pair of matched gears of a conventional cycloidal drive consists of planetary gears and rollers with cylindrical pins. From the point of view of the kinematic method of gear geometry, cylindrical roller pins can be used as cutting tools and a predetermined movement of the coating can be performed to obtain the tooth profile of the cycloidal gear. In addition, if the cycloid gear is used as a cutting tool

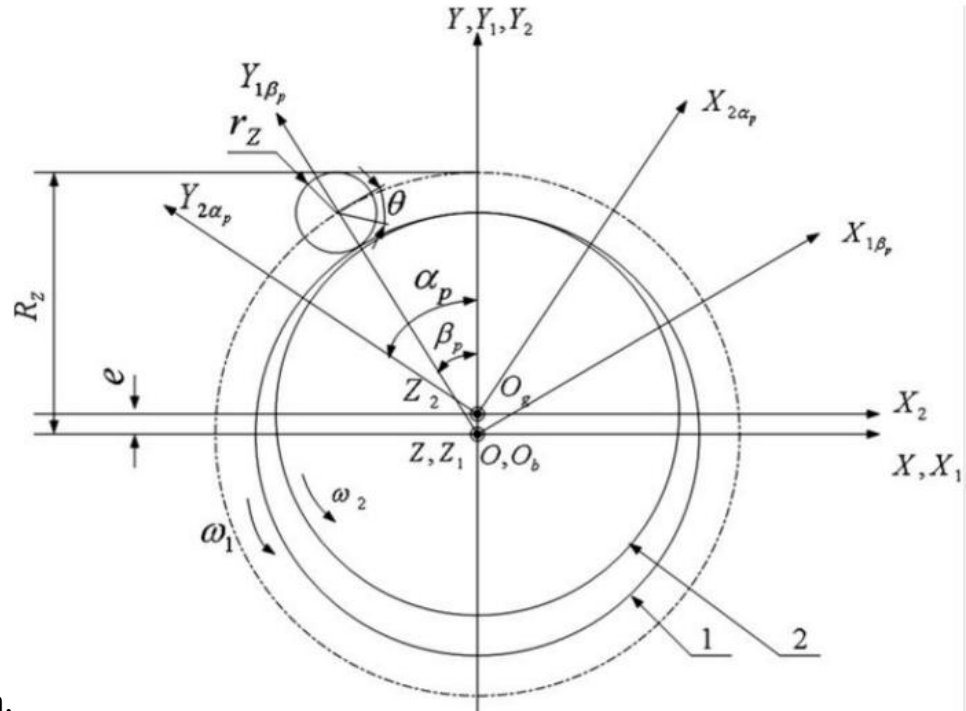
with the same envelope movement, a tooth profile can be created. This tooth profile in this paper is called the double-enveloped tooth profile, which has a completely excellent characteristic with roller pins. The profile of the teeth with a double wrap has two parts, one of which is part of a roller pin. In this paper, a cycloid drive whose mating pair consists of a cycloid gear and a double-shell tooth profile is called a double-shell cycloid drive, while a traditional cycloid drive is also called a single-shell cycloid drive; a movement that generates a tooth profile of a cycloid using a cylindrical tooth with a pin as a cutting tool is called a first sweeping movement, while a movement that generates a profile of a tooth with a double shell using a cycloidal gear as a cutting tool is called a second gripping movement.

## **Dual tooth profile**

### **Coordinate systems**

The coordinate system is set according to the right-hand rule, as shown in Figure 1, where element 1 is the inner wheel and element 2 is the planetary cycloid gear. The motion coordinate systems  $O_bX_1Y_1Z_1$  and  $O_gX_2Y_2Z_2$  are firmly connected to the center of the inner wheel and the planetary cycloid gear, respectively. The  $O_{XY}$  fixed coordinate system is connected to the center of the inner wheel. In the initial position, the axes  $X_1$  and  $X$  coincide, and  $X_2$  is parallel to  $X$ . The axes  $Z$ ,  $Z_1$  and  $Z_2$  are parallel to each other. The radius of the distribution circle of the pin's teeth is equal to  $R_z$ , and the radius of the pin's teeth is equal to  $r_z$ . The number of teeth of the inner wheel and the planetary cycloid gear is  $z_b$  and  $z_g$ , and the distance between the gear centers is  $e$ . For the convenience of discussion, the method when

the crank  $O_bO_g$  is a fixed value is adopted, and  $i$  represents the transmission coefficient of the conversion



mechanism.

Fig. 1 Envelope motion trajectory of cycloidal gear

During the first enveloping movement, a tooth is used as a cutting tool: when the inner wheel rotates an angle  $\beta_1$  around the  $Z_1$  axis counterclockwise, the gear will rotate an angle  $\alpha_1$  around the  $Z_2$  axis in the same direction in accordance with the motion ratio. During the second enveloping movement, the cycloidal gear is used as the cutting tool: when the cycloidal gear rotates an angle  $\alpha_2$  around the  $Z_2$  axis in a counterclockwise direction, the inner wheel will rotate an angle  $\beta_2$  around the  $Z_1$  axis in the same direction in accordance with the motion ratio. The rotational speeds of the inner wheel and cycloidal transmission are  $\omega_1$  and  $\omega_2$ , respectively. In Fig. 1  $p$  is the index of  $\alpha$  and  $\beta$ , where  $p=1$  and  $p=2$  represent the first and second encompassing movements, respectively.

According to transmission ratio of the transform mechanism, the rotation

speeds and rotation angles have the relationship as the following equation:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\alpha_1}{\beta_1} = \frac{\alpha_2}{\beta_2} = \frac{z_b}{z_g}.$$

### 3.2 Grid equation

The equation of the initial tooth profile of the cylindrical pin  $\Sigma(1)$  can be described in the coordinate system  $O_bX_1Y_1Z_1$  as

$$\begin{cases} x_1 = r_z \cos \theta \\ y_1 = R_z + r_z \sin \theta \\ z_1 = v \end{cases} \quad (2)$$

where  $\theta$  and  $v$  are tooth surface parameters. According to the principle of a conventional cycloidal drive [5], the engagement function of the first female movement can be obtained as

$$\phi_1 = [R_z(i-1) \cos \theta - i e \cos(\theta + \beta_1)] \omega_1 \quad (3)$$

The meshing equation of the first enveloping motion is as

$$\varphi_1 = 0 \quad (4) \quad \text{The}$$

equation of cycloid gear tooth profile  $\Sigma(2)$  can be expressed in coordinate system  $O_gX_2Y_2Z_2$  as

$$\begin{cases} x_2 = R_z \sin[(i-1)\beta_1] + r_z \cos[\theta - (i-1)\beta_1] - e \sin(i\beta_1) \\ y_2 = R_z \cos[(i-1)\beta_1] + r_z \sin[\theta - (i-1)\beta_1] - e \cos(i\beta_1) \\ z_2 = v \\ \phi_1 = 0 \end{cases} \quad (5)$$

$\phi_1$  represents the engagement function of the first movement of the envelope. The gearing equation for the motion of the second shell can be expressed as

$$\phi_2 = n_2 \cdot v_2^{(21)} = 0 \quad (6)$$

where  $n_2$  represents the unit normal vector of the tooth surface of the cycloid

gear;  $v_2$  (16) represents the relative speed of the gear relative to the inner wheel at the meshing point in the  $OgX_2Y_2Z_2$  coordinate system.

Regarding the parameters  $\theta$  and  $v$  to distinguish equation (5), the unit normal vector can be expressed as

$$\begin{aligned} n_2 &= r_{\theta}^{(2)} \times r_v^{(2)} \\ &= \left( \frac{\partial y_2}{\partial \theta} \frac{\partial z_2}{\partial v} - \frac{\partial z_2}{\partial \theta} \frac{\partial y_2}{\partial v} \right) i_2 + \left( \frac{\partial z_2}{\partial \theta} \frac{\partial x_2}{\partial v} - \frac{\partial x_2}{\partial \theta} \frac{\partial z_2}{\partial v} \right) j_2 + \left( \frac{\partial x_2}{\partial \theta} \frac{\partial y_2}{\partial v} - \frac{\partial y_2}{\partial \theta} \frac{\partial x_2}{\partial v} \right) k_2. \end{aligned} \quad (7)$$

The relative velocity  $v_2$  (21) can be calculated in coordinate system  $OgX_2Y_2Z_2$  as

$$v_2^{(21)} = v_2^{(2)} - v_2^{(1)} = -\frac{d\xi}{dt} + \left( \omega^{(2)} - \omega^{(1)} \right) \times r^{(2)} + \omega^{(1)} \times \xi \quad (8)$$

where  $v_2$  (2) represents the velocity vector of the cycloidal transmission at the point of engagement;  $v_2$  (1) represents the velocity vector of the inner wheel at the joint;  $\omega$  (2) represents the angular velocity vector of the gear around the  $Z_2$  axis. ,  $\omega$  (2) =  $\omega_2 k_2$ ;  $\omega$  (1) is the vector of the angular velocity of the inner wheel relative to the  $Z_1$  axis,  $\omega$  (1) =  $\omega_1 k_1$ ;  $r$  (2) is the vector of the engagement point of the cycloidal gear,  $r$  (2) =  $x_2 i_2 + y_2 j_2 + z_2 k_2$ ;

$\xi = e \sin \alpha_2 i_2 - e \cos \alpha_2 j_2$ ;  $i_2$ ,  $j_2$ , and  $k_2$  are the unit vectors of the  $X_2$ ,  $Y_2$ , and  $Z_2$  axes, respectively.

Substituting formula (7) and formula (8) into formula (6), the transfer function of the two-layer cycloidal drive is obtained as

$$\phi_2 = 0. \quad (10)$$

Substituting formula (4) into formula (10), the meshing equation can be simplified as

$$\sin\left(\frac{\alpha_2 + i\beta_1}{2}\right) \sin\left[\theta - \frac{\alpha_2 + (i-2)\beta_1}{2}\right] = 0. \quad (11)$$

### Double tooth equation

The double-envelope tooth profile  $\Sigma(1)'$  of the teeth, which is the conjugate tooth profile of the cycloidal gear, can be created by the second enveloping movement using the gear as a cutting tool. The equation of this new tooth profile can be expressed in the coordinate  $O_bX_1Y_1Z_1$  as

$$\begin{cases} \Sigma^{(1)'} = M_{12}\Sigma^{(2)} \\ \phi_2 = 0 \end{cases} \quad (12)$$

where  $M_{12}$  represents the transform matrix from coordinate  $OgX_2Y_2Z_2$  to  $O_bX_1Y_1Z_1$ , and can be expressed as

$$M_{12} = \begin{bmatrix} \cos\left(\frac{i-1}{i}\alpha_2\right) & \sin\left(\frac{i-1}{i}\alpha_2\right) & 0 & -e\sin\left(\frac{\alpha_2}{i}\right) \\ -\sin\left(\frac{i-1}{i}\alpha_2\right) & \cos\left(\frac{i-1}{i}\alpha_2\right) & 0 & e\cos\left(\frac{\alpha_2}{i}\right) \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (13)$$

Substituting formula (5), formula (11) and formula (13) into equation (12), the equation for the profile of a tooth with a double enveloping surface  $\Sigma(1)'$  can be obtained as

$$\begin{cases} x'_1 = R_z \sin \left[ \frac{(i-1)(\alpha_2 + i\beta_1)}{i} \right] + r_z \cos \left[ \theta + \frac{1-i}{i} \alpha_2 + (1-i)\beta_1 \right] \\ -e \left[ \sin \left( \frac{\alpha_2}{i} \right) + \sin \left( \frac{i-1}{i} \alpha_1 + i\beta_1 \right) \right] \\ y'_1 = R_z \cos \left[ \frac{(i-1)(\alpha_2 + i\beta_1)}{i} \right] + r_z \sin \left[ \theta + \frac{1-i}{i} \alpha_2 + (1-i)\beta_1 \right] \\ +e \left[ \cos \left( \frac{\alpha_2}{i} \right) - \cos \left( \frac{i-1}{i} \alpha_1 + i\beta_1 \right) \right] \\ z'_1 = v \\ \sin \left( \frac{\alpha_2 + i\beta_1}{2} \right) \sin \left[ \theta - \frac{\alpha_2 + (i-2)\beta_1}{2} \right] = 0 \end{cases} \quad (14)$$

### Grid line equation

The grid line is the locus curve of the contact points, expressed in a fixed coordinate system, so it can be calculated as

$$\begin{cases} \Sigma = M_{01} \Sigma^{(1)'} \\ \phi_2 = 0 \end{cases} \quad (15)$$

where  $\Sigma$  is a double coverage cycloid drive clutch line;  $M_{01}$  represents the transformation matrix from the coordinate  $O_bX_1Y_1Z_1$  to  $OXYZ$  and can be expressed as

$$M_{01} = \begin{bmatrix} \cos \beta_1 & -\sin \beta_1 & 0 & 0 \\ \sin \beta_1 & \cos \beta_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (16)$$

Substituting formula (14) and (16) into formula (15), the equation of meshing line can be obtained as

$$\begin{cases} x = x'_1 \cos \beta_1 - y'_1 \sin \beta_1 \\ y = x'_1 \sin \beta_1 + y'_1 \cos \beta_1 \\ z = v \\ \sin\left(\frac{\alpha_2 + i\beta_1}{2}\right) \sin\left[\theta - \frac{\alpha_2 + (i-2)\beta_1}{2}\right] = 0 \end{cases} \quad (17)$$

### Induced Normal Curvature

Induction normal curvature is the relative normal curvature between two engagement surfaces and is an important parameter that affects the lubrication and contact stress of a mating gear pair. Calculation of normal induction curvature can provide a theoretical basis for evaluating and optimizing the design of a new gearbox. According to the theory of gear geometry, the following formula [16, 17, 18] can be used to calculate the normal curvature in the direction of the normal contact line  $k_{nf}$  (12).

$$k_{nf}^{(12)} = \frac{1}{D_2^2 \psi_2} \left( E_2 \phi_{2v}^2 - 2F_2 \phi_{2\theta} \phi_{2v} + G_2 \phi_{2\theta}^2 \right) \quad (18)$$

where  $\psi_2$  is the cutoff function of the double casing cycloid drive;  $\phi_{2v}$  and  $\phi_{2\theta}$  is the partial differential of the linking function with respect to  $v$  and  $\theta$ ;  $E_2$ ,  $F_2$  and  $G_2$  represent the first fundamental homogeneous value of the tooth surface of the cycloid gear  $\Sigma(2)$ ; The trimming function  $\psi_2$  can be obtained as

$$\psi_2 = \frac{1}{D_2^2} \begin{vmatrix} E_2 & F_2 & r_{\theta}^{(2)} v_2^{(21)} \\ F_2 & G_2 & r_v^{(2)} v_2^{(21)} \\ \phi_{2\theta} & \phi_{2v} & \phi_{2t} \end{vmatrix} \quad (19)$$

where  $\phi_{2t}$  is the partial differential of the engagement function of the cycloidal



drive with double coverage over time  $t$ ;  $r_\theta$  (2) and  $r_v$  (2) are the partial differential of the vector of the engagement point of the cycloid gear. By the partial differential of the engagement function of the cycloid drive with a double enveloping formula (9), the following formula can be obtained as

$$\begin{aligned}\phi_{2\theta} &= [-(1-i)R_z \sin \theta - e(i-1) \sin(\theta + \beta_1) - e \sin(\theta - \alpha_2 + (1-i)\beta_1)]\omega_1, \\ \phi_{2v} &= 0 \\ \phi_{2t} &= -e[(i-1) \sin(\theta + \beta_1) + (1-2i) \sin(\theta - \alpha_2 + (1-i)\beta_1)]\omega_1^2\end{aligned}\quad (20)$$

According to the equation of cycloid gear tooth profile formula (5), the following formula can be obtained

$$r_\theta^{(2)} = \{-r_z \sin[\theta - (i-1)\beta_1], r_z \cos[\theta - (i-1)\beta_1], 0\}, r_v^{(2)} = \{0, 0, 1\} \quad (21)$$

Based on Eq. (21), the following formula can be obtained

$$E_2 = (r_\theta^{(2)})^2 = r_z^2, F_2 = r_\theta^{(2)} \cdot r_v^{(2)} = 0, G_2 = (r_v^{(2)})^2 = 1, D_2 = \sqrt{E_2 G_2} = 1 \quad (22)$$

Substituting the appropriate expressions in the formula (19), the function of the undercut limit can be obtained as

$$\psi_2 = \frac{\left\{ \begin{aligned} &[e[(i-1) \sin(\theta + \beta_1) + \sin(\theta - \alpha_2 + (1-i)\beta_1)] + (i-1)R_z \sin \theta]^2 \\ &+ r_z \left[ -e(i^2 - 3i + 2) \sin(\theta + \beta_1) + (3i-2) \sin(\theta - \alpha_2 + (1-i)\beta_1) \right] \\ &+ (i-1)^2 R_z \sin \theta \end{aligned} \right\} \omega_1^2}{r_z} \quad (23)$$

Substituting the corresponding expressions into formula (18), the induced normal curvature in the direction of contact normal line can be obtained as

$$k_{nf}^{(12)} = \frac{[e(i-1) \sin(\theta + \beta_1) + \sin(\theta - \alpha_2 + (1-i)\beta_1) - (i-1)R_z \sin \theta]^2}{r_z \left\{ \begin{aligned} &-[e((i-1) \sin(\theta + \beta_1) + \sin(\theta - \alpha_2 + (1-i)\beta_1)) - (i-1)R_z \sin \theta]^2 \\ &+ r_z \left[ e((i^2 - 3i + 2) \sin(\theta + \beta_1) + (3i-2) \sin(\theta - \alpha_2 + (1-i)\beta_1)) - (i-1)^2 R_z \sin \theta \right] \end{aligned} \right\}} \quad (24)$$

## Meshing characteristic analysis

## Double contact lines

The meshing equations (11) can be resolved into two independent formula as

$$\sin\left(\frac{\alpha_2 + i\beta_1}{2}\right) = 0 \quad (25)$$

$$\sin\left[\theta - \frac{\alpha_2 + (i-2)\beta_1}{2}\right] = 0 \quad (26)$$

Formulas (25) and (26) identified two different contact lines, respectively.

When the independent variable  $\beta_1$  varies, two contact lines can form two different parts of the tooth profile. Thus, the profile of a cycloid tooth with a double shell consists of two parts, which are determined by the formulas (25) and (26), respectively. And a pair of mating gears, which consists of a double female tooth profile and a cycloid gear, has two contact lines at the same time in a certain gearing area.

## Tooth profile composition and characteristics

(I) Part of a double tooth profile as determined by the formula (25) coincides with the initial tooth profile of the cylindrical pin. From formula (25), the following equation can be obtained

$$\alpha_2 + i\beta_1 = 2k\pi \quad (k = 0, 1, 2, \dots) \quad (27)$$

Substituting formula (27) into the equation of double-enveloping tooth profile formula (14), the following equation can be obtained

$$\begin{cases} x'_1 = r_z \cos \theta = x_1 \\ y'_1 = R_z + r_z \sin \theta = y_1 \\ z'_1 = v = z_1 \end{cases} \quad (28)$$

Formula (28) shows that this part of the double-shell tooth profile is the same as that of the original tooth. In addition, this part is part of the initial tooth profile of the cylindrical pin.

(ii) The two parts of the double-coated tooth profile touch each other. The two parts of the double-enveloped tooth profile have a dividing line. This dividing line belongs to two parts at the same time, and the points on this line satisfy both grid formula (25) and (26) at the same time. In addition, from the definition of the grid equation, the normal direction of the lines of these two parts at the same points is the same. Thus, the two parts of the profile of the tooth with a double wrap touch each other, and the dividing line is tangent.

(iii) The tangent line of these two parts is the line of the limit of engagement of the original cylindrical tooth of the pin in a conventional cycloid drive.

In a conventional cycloid drive, not all points on the tooth of the cylindrical pin participate in the engagement [5], that is, on the line of the cylindrical tooth there is a line of limiting engagement. Distinguishing equation (3) in time, the grid limit function for a conventional cycloid drive can be obtained

$$\phi_{1t} = ie \sin(\theta + \beta_1) \omega_1^2 \quad (29)$$

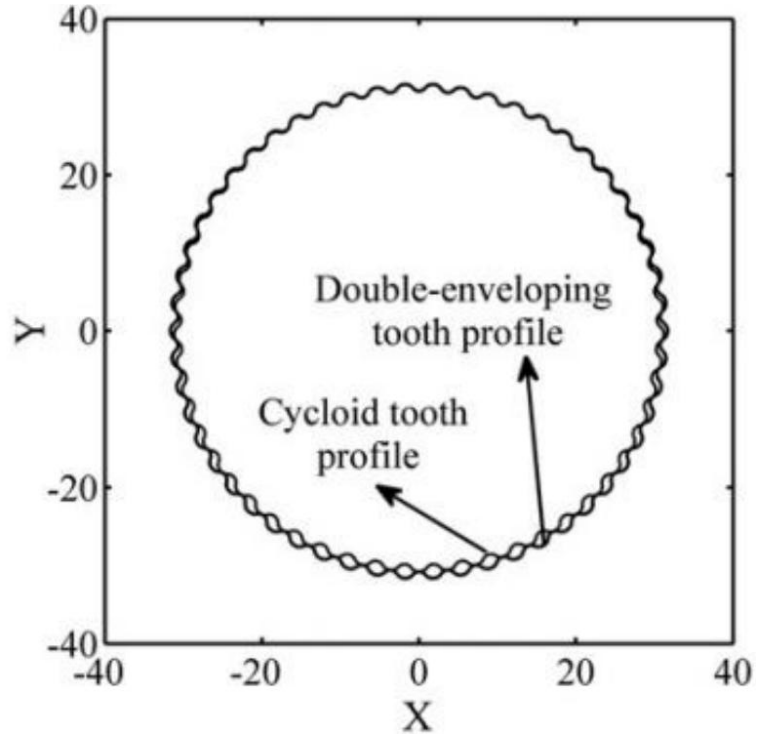


Fig. 2. Conjugated meshing tooth profile.

The meshing limit line of the pin tooth can be calculated by

$$\begin{cases} r^{(1)} = r^{(1)}(\theta, \nu) \\ \phi_{1t} = 0 \end{cases} \quad (30)$$

formula (30) is simplified as

$$\begin{cases} r^{(1)} = r^{(1)}(\theta, \nu) \\ \sin(\theta + \beta_1) = 0 \end{cases} \quad (31)$$

The tangent line of the two tooth profile portions can be calculated

by

$$\begin{cases} r^{(1)} = r^{(1)}(\theta, \nu) \\ \sin\left(\frac{\alpha_2 + i\beta_1}{2}\right) = 0 \\ \sin\left[\theta - \frac{\alpha_2 + (i-2)\beta_1}{2}\right] = 0 \end{cases} \quad (32)$$

Formula (32) is simplified as

$$\begin{cases} r^{(1)} = r^{(1)}(\theta, v) \\ \sin(\theta + \beta_1) = 0 \end{cases} \quad (33)$$

From formula (31) and (33), we can conclude that the tangent line of the two parts of the tooth profile is the line of the limit of engagement of the original cylindrical tooth of the pin.

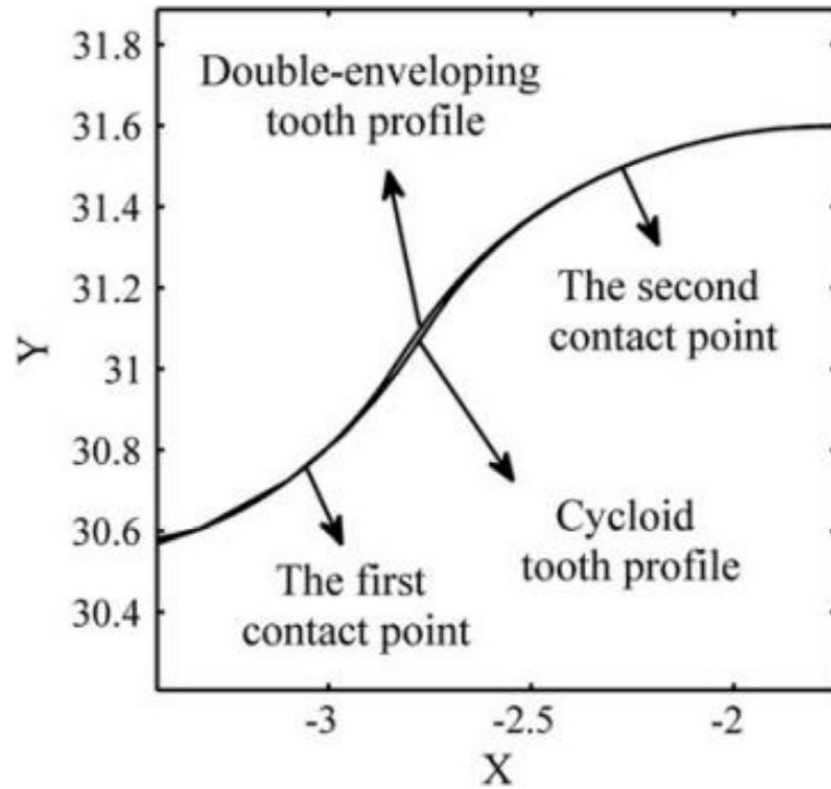


Fig.3. Partial enlarged view.

### Analysis Summary

From the above analysis, the conclusion can be summarized as follows. The profile of a tooth with a double shell consists of two parts. One part is the same as the part of the initial tooth profile of the cylindrical pin, which is engaged in engagement in a conventional drive. In this article, this part is called the first part of the double-enveloped tooth profile and is denoted as  $\Sigma 1 (1)'$ . The other part is re-created in the second enveloping movement, called the second part of the profile

with a doubleenveloping tooth and denoted as  $\Sigma 2 (1) '$ . These two parts touch each other, and the tangent line is the line of the limit of engagement of the original pin in a conventional cycloidal drive. In a certain engagement zone, the tooth profile of the cycloid gear  $\Sigma (2)$  is in contact with both parts of the tooth profile  $\Sigma 1 (1) '$  and  $\Sigma 2 (1) '$  and has double contact lines between one tooth of engagement. Further research and more detailed conclusions will be made based on the following numerical example.

## Conclusions

The following conclusions can be made:

1. In the work, a three-dimensional geometric model of a cycloid with a modified tooth profile was created, the maximum value of the force between the cycloid and the teeth of the needle was calculated, the point of application of the maximum force was determined and a given mesh was obtained. Simultaneous teeth engagement is under the gap. The calculation shows that the power state is more consistent with real working conditions.
2. Based on this mathematical model using Pro / E and ANSYS as tools, the value of the nodal displacement and nodal stress of the cycloidal wheel was obtained, and graphs of the nodal displacements and distribution of nodal stresses were plotted, which are intuitively displayed by the Pendulum. The force conditions of the wire wheel and the obtained stress result are close to the traditional contact stress calculation result, which verifies the correctness of the analysis result.
3. The distribution of the nodal displacement is obtained from the diagram of the

nodal displacement of the cycloid. The direction of the nodal displacement at the edge of the tooth profile of the cycloidal gear is close to the tangential direction, which explains one of the reasons for the unsuccessful gluing of the cycloid gear. The stress distribution is obtained from the nodal stress map of the cycloidal gear. The stress is mainly distributed in the part between the tooth apex and the base of the tooth profile of the cycloidal gear, while it is less distributed at the apex and root of the tooth. The basis is the surface treatment of the wheel with local strength.

4. The theoretical conclusion and analysis by the finite element method show that as the clearance of the modification of the tooth profile increases, the number of gear teeth actually participating in the engagement will decrease. When the predetermined maximum meshing clearance of the tooth profile exceeds 0.08052 mm, the cycloidal gear has only a pair of meshing teeth, which provides a basis for calculating the amount of change in the tooth profile of the cycloidal gear.